

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-065679

(43)Date of publication of application : 16.03.2001

(51)Int.Cl.

F16H 61/04  
// F16H 59:20  
F16H 59:22

(21)Application number : 11-241790

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 27.08.1999

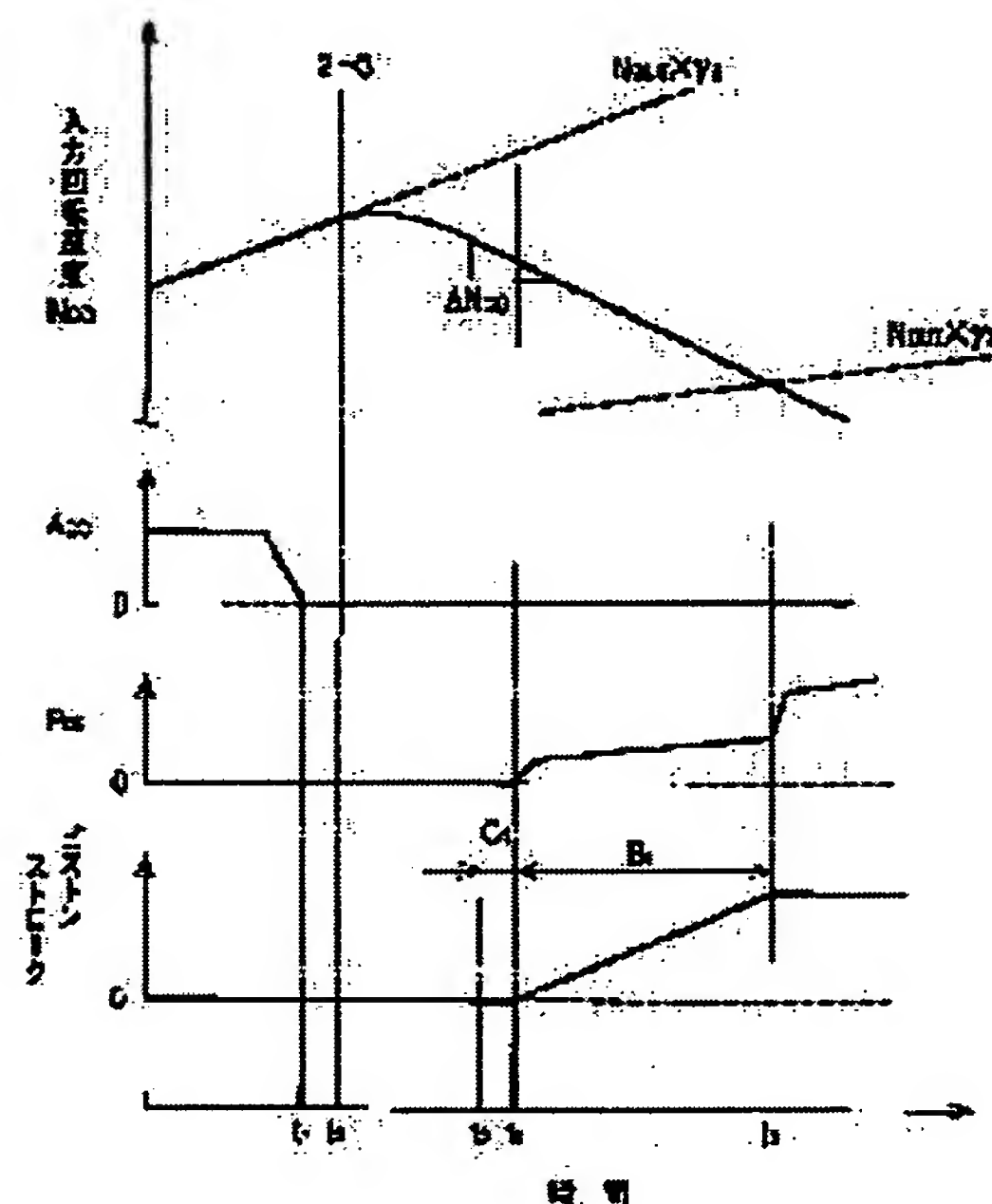
(72)Inventor : KONDO MASAMITSU  
NAKAMURA HIROYA

## (54) CONTROL DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION FOR VEHICLE

## (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To optimally perform the up-shift during the time when an accelerator is turned off.

SOLUTION: In the case of up-shift from 2nd to 3rd stage during the time when an accelerator is turned off, the synchronous time to be required for reach of the input rotating speed  $N_{CO}$  to the synchronous rotating speed ( $N_{OUT} \times \gamma_3$ ) is found on the basis of a changing speed  $\Delta N_{CO}$  of the input rotating speed  $N_{CO}$ , and when the synchronous required time nearly coincides with the stroke time  $B_1$  to be required for reach of a piston of a hydraulic cylinder of a brake to be engaged to the stroke end (time  $t_4$ ), supply of hydraulic fluid to the hydraulic cylinder is started. With this structure, the synchronous timing of the input rotating speed  $N_{CO}$  and the engagement timing of the brake are discrepant between each other, and the generation of off-up shock due to the generation of clutch capacity before synchronization and the generation of drawback feeling can be restricted.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

20.06.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

3427793

[Date of registration]

16.05.2003

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

**\* NOTICES \***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

[Claim(s)]

[Claim 1] The automatic transmission which carries out up shifting to the predetermined gear stage where a change gear ratio is small when friction engagement equipment is made to be engaged by the oil hydraulic cylinder, In the control unit of the automatic transmission for cars which has the oil pressure control circuit which hydraulic oil is supplied [ control circuit ] to said oil hydraulic cylinder, and makes said friction engagement equipment engage with it A synchronous time amount presumption means to presume a synchronous duration until the input rotational speed of said automatic transmission reaches into the up shifting of a power-off condition at the synchronous rotational speed after this up shifting, The stroke time amount storage with which the stroke time amount which the piston stroke of said oil hydraulic cylinder takes was memorized beforehand, The synchronous duration presumed by said synchronous time amount presumption means is compared with said stroke time amount memorized by said stroke time amount storage. The control unit of the automatic transmission for cars characterized by having the supply initiation control means which controls the supply start time of the hydraulic oil to said oil hydraulic cylinder.

[Claim 2] The automatic transmission which carries out up shifting to the predetermined gear stage where a change gear ratio is small when friction engagement equipment is made to be engaged by the oil hydraulic cylinder, In the control unit of the automatic transmission for cars which has the oil pressure control circuit which hydraulic oil is supplied [ control circuit ] to said oil hydraulic cylinder, and makes said friction engagement equipment engage with it When increase actuation of the accelerator operating member is carried out into the up shifting of a power-off condition An input torque limitation means to restrict an input torque only while it is required in order to secure a predetermined torque capacity which does not spoil the endurance of said friction engagement equipment, The control unit of the automatic transmission for cars characterized by having the oil pressure amendment means which makes high oil pressure of said oil pressure control circuit, and makes quick the speed of supply of the hydraulic oil to said oil hydraulic cylinder when an input torque is restricted by this input torque limitation means.

[Claim 3] While supplying hydraulic oil to the predetermined gear stage where a change gear ratio is small at the automatic transmission which carries out up shifting, and said oil hydraulic cylinder and making said friction engagement equipment engaged when friction engagement equipment is made to be engaged by the oil hydraulic cylinder Although hydraulic oil is supplied at said oil hydraulic cylinder in the case of Accelerator ON and said friction engagement equipment is made engaged in the control unit of the automatic transmission for cars which has an oil pressure control circuit equipped with the pressure regulation equipment which controls the oil pressure of the hydraulic oil supplied to this oil hydraulic cylinder at the time of up shifting The control unit of the automatic transmission for cars characterized by having the engagement release control means which controls oil pressure by said pressure regulation equipment to release said friction engagement equipment, holding the piston of said oil hydraulic cylinder in the stroke at the time of engagement, and near in the case of Accelerator OFF.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

**[Detailed Description of the Invention]****[0001]**

**[Field of the Invention]** This invention relates to the control unit of the automatic transmission for cars, and relates to the up shifting at the time of Power OFF especially.

**[0002]**

**[Description of the Prior Art]** (a) The automatic transmission which carries out up shifting to the predetermined gear stage where a change gear ratio is small when friction engagement equipment is made to be engaged by the oil hydraulic cylinder, and (b) The automatic transmission for cars which has the oil pressure control circuit which hydraulic oil is supplied [ control circuit ] to said oil hydraulic cylinder, and makes said friction engagement equipment engage with it is known widely. The equipment indicated by JP,9-295526,A is the example, and when ON actuation of the accelerator is carried out into the up shifting at the time of Accelerator OFF, it restricts engine power until up shifting is completed. Moreover, the pressure regulation equipment which controls the oil pressure of the hydraulic oil supplied to said oil hydraulic cylinder is formed, and oil pressure is changed with predetermined inclination at the time of up shifting, or feedback control of the oil pressure is carried out to JP,9-170654,A so that input rotational speed may change at a predetermined change rate.

**[0003]**

**[Problem(s) to be Solved by the Invention]** However, also in the control unit of such an automatic transmission for cars, it cannot necessarily be satisfied fully and there was still room of amelioration as control at the time of up shifting. For example, if a feeling of slowness may be produced when ON actuation of the accelerator is carried out into up shifting and engine power is restricted until up shifting is completed, and friction engagement equipment is made engaged at the time of Accelerator OFF, it may be in an engine brake condition and a car may slow down against an operator's mind. Moreover, when it does not have said pressure regulation equipment, the off rise shock (feeling of a projection of a car) by the synchronous timing of input rotational speed and the engagement timing of friction engagement equipment shifting, and clutch capacity occurring before a synchronization and the feeling of level luffing motion by clutch capacity occurring after a synchronization (feeling of moderation of a car) may be produced. A feeling of level luffing motion is remarkable especially when raising the rotational speed of driving sources, such as an engine, but even when the rotation fall of a driving source is permitted with an one way clutch, it may draw by rotational-speed change of the rotation member which constitutes the automatic transmission, and admiration may occur.

**[0004]** The place which succeeded in this invention against the background of the above situation, and is made into the purpose has the up shifting at the time of Accelerator OFF in it being made to be carried out much more appropriately. Even when it does not have pressure regulation equipment, it is made to be made for friction engagement equipment to specifically be appropriately engaged according to the synchronous timing of input rotational speed. When ON actuation of the accelerator is carried out into up shifting, it is slow, without spoiling the endurance of friction engagement equipment, and admiration is reduced. Moreover, it will be in an engine brake condition at the time of Accelerator OFF, and will prevent that a car slows down against an operator's mind.

**[0005]**

**[Means for Solving the Problem]** The 1st invention is (a) in order to attain this purpose. When friction engagement equipment is made to be engaged by the oil hydraulic cylinder The automatic transmission which carries out up shifting to the predetermined gear stage where a change gear ratio is small, and (b) In the control unit of the automatic transmission for cars which has the oil pressure control circuit which hydraulic oil is supplied [ control circuit ] to said oil hydraulic cylinder, and makes said friction engagement equipment engage with it (c) A synchronous time amount presumption means to presume a synchronous duration until the input rotational speed of said automatic transmission reaches into the up shifting of a power-off condition at the synchronous rotational speed after the up shifting, (d) Stroke time amount storage with which the stroke time amount which the piston stroke of said oil hydraulic cylinder takes was memorized beforehand, (e) It is characterized by comparing the synchronous duration presumed by said synchronous time amount presumption means with said stroke time amount memorized by said stroke time amount storage, and having the supply initiation control means which controls the supply start time of the hydraulic oil to said oil hydraulic cylinder.

**[0006]** The above "a power-off condition" is in the condition that driving force is not transmitted to a driving source empty vehicle ring side, such as an engine, and also when there are few control inputs of an accelerator operating member, of course compared with the vehicle speed when accelerator operating members, such as the accelerator OFF without an operator's demand output, i.e., an accelerator pedal etc., are not operated, and driving force is not transmitted to a wheel side, it contains.

**[0007]** The 2nd invention is (a). When friction engagement equipment is made to be engaged by the oil hydraulic cylinder The automatic transmission which carries out up shifting to the predetermined gear stage where a change gear ratio is small, and (b) In the control unit of the automatic transmission for cars which has the oil pressure control circuit which hydraulic oil is supplied [ control circuit ] to said oil hydraulic cylinder, and makes said friction engagement equipment engage with it (c) When increase actuation of the accelerator operating member is carried out into the up shifting of a power-off condition An input torque limitation means to restrict an input torque only while it is required in order to secure a predetermined torque capacity which does not spoil the endurance of said friction engagement equipment, (d) When an input torque is restricted by the input torque limitation means, it is characterized by having the oil pressure amendment means which makes high oil pressure of said oil pressure control circuit, and makes quick the speed of supply of the hydraulic oil to said oil hydraulic cylinder.

**[0008]** The 3rd invention is (a). When friction engagement equipment is made to be engaged by the oil hydraulic cylinder The automatic transmission which carries out up shifting to the predetermined gear stage where a change gear ratio is small, and (b) While supplying hydraulic oil to said oil hydraulic cylinder and making said friction engagement equipment engage with it Although hydraulic oil is supplied at said oil hydraulic cylinder in the case of Accelerator ON and said friction engagement equipment is made



engaged in the control unit of the automatic transmission for cars which has an oil pressure control circuit equipped with the pressure regulation equipment which controls the oil pressure of the hydraulic oil supplied to the oil hydraulic cylinder at the time of (c) up shifting. It is characterized by having the engagement release control means which controls oil pressure by said pressure regulation equipment to release said friction engagement equipment, holding the piston of said oil hydraulic cylinder to the stroke at the time of engagement, and the neighborhood in the case of Accelerator OFF.

[0009] The above "Accelerator ON" is the case where "Accelerator OFF" does not have an operator's demand output and the accelerator operating member is not operated, in the case where accelerator operating members, such as an accelerator pedal, are operated according to an operator's output request.

[0010]

[Effect of the Invention] In the control unit of the automatic transmission for cars of the 1st invention. By presuming a synchronous duration until the input rotational speed of an automatic transmission reaches the synchronous rotational speed after up shifting with a synchronous time amount presumption means, and comparing with the stroke time amount beforehand memorized by stroke time amount storage. Since the supply start time of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder is controlled by the supply initiation control means, Even if the change rate of input rotational speed varies by dispersion in an engine property etc., it comes to be made for friction engagement equipment to always be engaged to predetermined timing to synchronous time amount (time amount in which input rotational speed carries out abbreviation coincidence with synchronous rotational speed). Thereby, the synchronous timing of input rotational speed and the engagement timing of friction engagement equipment shift, and generating of the off rise shock (feeling of a projection of a car) by clutch capacity occurring before a synchronization and the feeling of level luffing motion by clutch capacity occurring after a synchronization is controlled.

[0011] In the control unit of the automatic transmission for cars of the 2nd invention, since an input torque is restricted only while it is required for the predetermined torque capacity reservation which does not spoil the endurance of friction engagement equipment with an input torque limitation means when increase actuation of the accelerator operating member is carried out into the up shifting of a power-off condition, without spoiling the endurance of the friction material of friction engagement equipment, the time limit of an input torque is shortened as much as possible, and the lack of driving force can be improved. And since oil pressure of an oil pressure control circuit is made high with an oil pressure amendment means and the speed of supply of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder is made quick when the input torque is restricted, it can be made for friction engagement equipment to be promptly engaged by predetermined torque capacity now, the time limit of an input torque can be shortened further, and the lack of driving force can be improved still more effectively.

[0012] Although hydraulic oil is supplied at an oil hydraulic cylinder in the case of Accelerator ON and friction engagement equipment makes engaged in the control unit of the automatic transmission for cars of the 3rd invention at the time of up shifting, since oil pressure is controlled by pressure-regulation equipment to release friction engagement equipment, holding the piston of an oil hydraulic cylinder to the stroke at the time of engagement, and the neighborhood in the case of Accelerator OFF, even when the one way clutch is not had, there is no possibility that it may be in an engine-brake condition and a car may slow down. Moreover, since the piston of an oil hydraulic cylinder is held to the stroke at the time of engagement, and the neighborhood, when ON actuation of the accelerator is carried out, it can make friction engagement equipment engaged promptly, can form a predetermined gear stage, and can generate driving force promptly. That is, the same operation effectiveness as the case where an one way clutch is prepared is acquired by release of friction engagement equipment, and engagement control.

[0013]

[Embodiment of the Invention] The automatic transmission of this invention has friction engagement equipments which connect two or more rotation members of two or more epicyclic gear drives and the epicyclic gear drive of those mutually, or fix them to housing, such as a hydraulic clutch and a brake, and it is constituted so that engagement of the friction engagement equipment and two or more gear stages where a change gear ratio changes with combination of release may be formed. Although a gear change judgment is automatically made based on the vehicle speed, an accelerator control input, etc. and an up shifting command is issued, as for the up shifting of an automatic transmission, an up shifting command may be issued according to shift-lever actuation and switch actuation of an operator. Various driving sources, such as an electric motor which operates as a driving source of a car with the engine which operates by combustion of a fuel, or electrical energy, may be used.

[0014] Although the control in the up shifting of the power-off condition of the 1st invention and the 2nd invention can judge whether it is Power OFF, for example from the rotational speed of the I/O member of a torque converter etc. and can also apply it to the up shifting of a power-off condition even when the accelerator operating member is operated, it may be applied only to the up shifting at the time of the accelerator OFF with which the accelerator operating member is not operated. [ it ] Moreover, you may be the clutch two clutch control which releases the friction engagement equipment which is forming the low-speed side gear stage, and only what carries out engagement control of the friction engagement equipment which only forms a high-speed side gear stage by existence of an one way clutch etc. may be used.

[0015] The synchronous time amount presumption means of the 1st invention is constituted so that it asks for the synchronous rotational speed after the up shifting which becomes settled with the change gear ratio of the gear stage after up shifting, and the output rotational speed of an automatic transmission, and division of the rotational-speed difference of the synchronous rotational speed and a current input rotational speed may be carried out at the above-mentioned change rate and a synchronous duration may be found, while detecting the change rate of for example, input rotational speed. Although it can also consider that output rotational speed, i.e., the vehicle speed, is abbreviation regularity, a synchronous duration is also computable in a still higher precision by finding the change rate of output rotational speed from the present input rotational speed and output rotational speed, and change rates, such as it.

[0016] The stroke time amount of an oil hydraulic cylinder changes with oil pressure of an oil pressure control circuit, and, as for the oil pressure, it is desirable it to usually come out to be adjusted by whenever [ output / of a driving source /, for example, engine throttle valve-opening, ] etc., and to set up the driving source outputs (whenever [ throttle valve-opening ] etc.) as a parameter for a certain reason. However, when controlling as a power-off condition only at the time of Accelerator OFF, constant value may be set up beforehand. Moreover, since it can also set up in consideration of other parameters, such as an oil temperature which influences stroke time amount, and the effect by the individual difference of an oil hydraulic cylinder is prevented, actual stroke time amount is detected and study amendment can be carried out serially.

[0017] When for example, a synchronous duration carries out abbreviation coincidence with stroke time amount, it is constituted so that supply of hydraulic oil may be started, but a supply initiation control means may delay supply start time intentionally [ in order to prevent an off rise shock certainly ], or in order to prevent a feeling of level luffing motion certainly, it may bring supply start time forward intentionally.

[0018] The input torque limitation means of the 2nd invention is constituted so that an input torque may be restricted only for between

the predetermined torque limitation time amount beforehand set to the oil hydraulic cylinder on the basis of the supply start time when supply of hydraulic oil was started for up shifting irrespective of increase actuation of an accelerator. By making elapsed time until increase actuation of the accelerator is carried out for example, from supply start time into a parameter, torque limitation time amount is set up with operation expression, a data map, etc. so that it may become so short that the elapsed time is long.

[0019] Friction material does not necessarily have to carry out full engagement of the predetermined torque capacity which does not spoil the endurance of friction material, and the above-mentioned torque limitation time amount is time amount until it reaches the stroke end by the side of engagement of the piston of an oil hydraulic cylinder and engagement torque starts etc. Moreover, you may make it restrict an input torque until it detects or presumes not time amount but the oil pressure value of an oil hydraulic cylinder and the oil pressure value reaches reservation of a predetermined torque capacity at the set point which is the need and which was defined beforehand.

[0020] When controlling the output of a driving source electrically according to the control input (accelerator control input) of for example, an accelerator operating member, a limit of an input torque is constituted irrespective of increase of an accelerator control input so that it may be made not to perform output increase control of a driving source or the amount of output increases may be controlled. When a driving source is mechanically connected with an accelerator operating member and is controlled directly, the input clutch prepared between automatic transmissions can be released, or slip control can be carried out, an input torque can be restricted, but when a driving source is an engine, it is also possible to perform load limitation by ignition timing control, fuel-oil-consumption control, etc.

[0021] The oil pressure amendment means of the 2nd invention For example, when the oil pressure of an oil pressure control circuit is controlled according to the outputs (whenever [ throttle valve-opening ] etc.) of a driving source, Although the oil pressure of an oil pressure control circuit does not rise, either, unless output increase control of a driving source is performed irrespective of increase actuation of an accelerator operating member Various modes, such as raising the oil pressure of an oil pressure control circuit, or increasing oil pressure temporarily based on the amendment accelerator control input which multiplied by it and asked the accelerator control input for the predetermined correction factor (it is size from 1) according to an accelerator control input, are employable.

[0022] Hereafter, the example of this invention is explained to a detail, referring to a drawing. Drawing 1 is a main point Fig. explaining the configuration of the transmission of the car with which this invention was applied. drawing -- setting -- the gaseous mixture for automobiles -- the output of the engine 10 which are prime movers, such as an inhalation type internal combustion engine, a fuel-injection type internal combustion engine, or an external combustion engine, is inputted into an automatic transmission 14 through a torque converter 12, and is transmitted to a driving wheel through the differential gear mechanism and axle which are not illustrated. An engine 10 is equivalent to a driving source.

[0023] The above-mentioned torque converter 12 is equipped with the lock-up clutch 24 which links directly between the pump disk 18 connected with the crankshaft 16 of an engine 10, the turbine rotor 22 connected with the input shaft 20 of an automatic transmission 14, and these pumps disks 18 and turbine rotors 22, and the stator 28 from which rotation of an one direction is prevented with the one way clutch 26.

[0024] The above-mentioned automatic transmission 14 is equipped with the 1st change gear 30 which performs yes and two steps of low switches, and a go-astern gear stage and the 2nd change gear 32 which can switch four steps of advance. The 1st change gear 30 is equipped with the clutch C0 and one way clutch F0 which were prepared between the HL epicyclic gear drive 34 which consists of a sun gear S0, a ring wheel R0, and the planet gear P0 that is supported by the carrier K0 pivotable and clenched by these sun gears S0 and the ring wheel R0, and a sun gear S0 and a carrier K0, and the brake B0 prepared between a sun gear S0 and housing 41.

[0025] The 1st epicyclic gear drive 36 which consists of the planet gear P1 which the 2nd change gear 32 is supported by a sun gear S1, a ring wheel R1, and the carrier K1 pivotable, and is clenched by these sun gears S1 and the ring wheel R1, The 2nd epicyclic gear drive 38 which consists of a sun gear S2, a ring wheel R2, and the planet gear P2 that is supported by the carrier K2 pivotable and clenched by these sun gears S2 and the ring wheel R2, It has the 3rd epicyclic gear drive 40 which consists of a sun gear S3, a ring wheel R3, and the planet gear P3 that is supported by the carrier K3 pivotable and clenched by these sun gears S3 and the ring wheel R3.

[0026] The above-mentioned sun gear S1 and the sun gear S2 of each other are connected in one, a ring wheel R1, a carrier K2, and a carrier K3 are connected in one, and the carrier K3 is connected with the output shaft 42. Moreover, the ring wheel R2 is connected with the sun gear S3 in one. And a clutch C1 is formed between a ring wheel R2 and a sun gear S3, and an intermediate shaft 44, and the clutch C2 is formed between the sun gear S1 and the sun gear S2, and the intermediate shaft 44. Moreover, the brake B1 of the band format for stopping rotation of a sun gear S1 and a sun gear S2 is formed in housing 41. Moreover, between a sun gear S1 and a sun gear S2, and housing 41, an one way clutch F1 and brake B-2 are prepared at the serial. This one way clutch F1 is constituted so that it may be made to be engaged, in case a sun gear S1 and a sun gear S2 tend to carry out inverse rotation in the direction opposite to an input shaft 20.

[0027] The brake B3 is formed between a carrier K1 and housing 41, and brake B4 and an one way clutch F2 are formed between a ring wheel R3 and housing 41 at juxtaposition. This one way clutch F2 is constituted so that it may be made to be engaged, in case a ring wheel R3 tends to carry out inverse rotation.

[0028] Such an automatic transmission 14 is switched to either of the gear stages which are five steps of advance from which one step of go-astern and a change gear ratio differ one by one according to the actuation table shown in drawing 2. In drawing 2, O mark shows an engagement condition, a blank shows a release condition, and - shows the engagement condition when generating engine brake. When the shift lever 172 (refer to drawing 3) operated according to the shift pattern of drawing 5 is operated by "M (manual)" range which is an engine brake range, "3" range, "2" range, or "L" range, engine brake is generated in the maximum high-speed gear stage. for example, the thing made for brake B4 to be engaged in "L" range it runs only in the 1st \*\* gear stage, although engine brake is generated in transit which is the non-operating state (accelerator OFF) of an accelerator pedal 150 non-driving (power OFF) In the time of transit in the 1st \*\* gear stage in which the shift lever 172 is operated by "D" range Since the brake B4 is made to release and slipping of an one way clutch F2 and the slip of a ring wheel R3 are permitted in non-driving transit which is the non-operating state of an accelerator pedal 150 A power transfer path is released in an automatic transmission 14, and a car is considered as the coasting transit on which engine brake does not act. In "2" range in which gear change is performed in the 1st \*\* gear stage and the 2nd \*\* gear stage, by being made for a clutch C0 to be engaged at the time of transit of the 2nd \*\* gear stage, engine brake is made possible, and by making a clutch C0 release, the skid of an one way clutch F0 is permitted, and it considers as coasting transit in the 2nd \*\* gear stage of "D" range. Moreover, in "3" range in which gear change is performed in the 1st \*\* gear stage - 3rd \*\* gear stage, by being made for a brake B1 to be engaged at the time of transit of the 3rd \*\* gear stage, engine brake is made possible, and by making a brake B1 release, the skid of an one way clutch F1 is permitted, and it considers as coasting transit in "D" range.

[0029] As shown in drawing 5, while the above-mentioned shift lever 172 is operated to P (parking) range located in the cross direction of a car, R (reverse) range, N (neutral) range, D (drive) and M (manual) range, three range, two range, and L (low) range, the



support device is constituted so that between D range and M range may be operated by the longitudinal direction of a car. The manual valve which is not illustrated in the oil pressure control circuit 184 is connected with this shift lever 172, and a transit range is decided mechanically. Moreover, down range switch 186D of the pair by which depression actuation is carried out in order to switch a transit range to a low-speed side at the top-face side of the steering wheel 182 of a car, as shown in drawing 6 Rise range switch 186U of the pair pushed up and operated in order to be prepared and to switch a transit range to a high-speed side at the inferior-surface-of-tongue side of the steering wheel 182 It is prepared. The above-mentioned down range switch 186D And rise range switch 186U The actuation is validated by operating a shift lever 172 in M range location.

[0030] Said clutches C0-C2, a brake B0 - B4 are friction engagement equipments, such as a multi-plate type made [ friction material ] to carry out friction engagement by supplying hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder, respectively based on the oil pressure, a veneer type, and a band type, and engagement and a release condition are switched by the oil pressure control circuit 184 (refer to drawing 3 ).

[0031] The oil pressure control circuit 184 is equipped with the circuit shown in drawing 4 . In drawing 4 , a sign 70 shows a 1-2 shift bulb, a sign 71 shows a 2-3 shift bulb, and the sign 72 shows the 3-4 shift bulb. The free passage condition in each gear stage of each port of these shift bulbs 70, 71, and 72 is as being shown in each shift bulb 70, 71, and 72 bottom. In addition, the figure shows each gear stage.

[0032] The oil hydraulic cylinder 52 of a brake B3 is connected to the brake port 74 which is open for free passage to input port 73 through the oilway 75 in the 1st \*\* gear stage and the 2nd \*\* gear stage among the ports of the 2-3 shift bulb 71. The orifice 76 is infixed in this oilway and the absorber bulb 77 is connected between that orifice 76 and brake B3. When line pressure PL is rapidly supplied to a brake B3, this absorber bulb 77 inhales little oil pressure, and performs buffer action. Line pressure PL is controlled by the linear solenoid valve SLT (refer to drawing 3 ) according to the output of the engines 10, such as thetaTH, whenever [ throttle valve-opening ].

[0033] A sign 78 is B-3 control valve, and controls directly the engagement pressure PB3 of a brake B3. That is, the output port 83 which this B-3 control valve 78 is equipped with the spool 79, the plunger 80, and the spring 81 infixed among these, and an oilway 75 is connected to the input port 82 opened and closed with spool 79, and is made alternatively open for free passage by this input port 82 is connected to the brake B3. Furthermore, this output port 83 is connected to the feedback port 84 formed in the tip side of spool 79. The port 86 which outputs D range \*\* (line pressure PL) is made open for free passage [ through an oilway 87 ] in the gear stage of the 3rd more than \*\* among the ports of the 2-3 shift bulb 71 by the port 85 which carries out opening to the part which has arranged the above-mentioned spring 81 on the other hand. Moreover, the linear solenoid valve SLU is connected to the control port 88 formed in the edge side of a plunger 80, and it is signal pressure PSLU. It is made to act. Therefore, B-3 control valve 78 is the signal pressure PSLU which pressure regulation level is set up with the elastic force of a spring 81, and the oil pressure supplied to a port 85, and is supplied to a control port 88. It is constituted so that it is high, and the elastic force by the spring 81 may become large.

[0034] The sign 89 in drawing 4 is a 2-3 timing bulb, and this 2-3 timing bulb 89 has the 2nd plunger 93 with which the 1st plunger 91 has been arranged in the opposite side on both sides of spool 90 and the 1st plunger 91 in which the land of a minor diameter and the land of two major diameters were formed, the spring 92 arranged among these, and the spool 90. An oilway 95 is connected to the port 94 of the pars intermedia of the 2-3 timing bulb 89, and this oilway 95 is connected to the port 96 made open for free passage in the gear stage of the 3rd more than \*\* by the brake port 74 among the ports of the 2-3 shift bulb 71. An oilway 95 branches on the way, it connects with the port 97 which carries out opening between said minor diameter lands and major-diameter lands through the orifice, and the port 98 made alternatively open for free passage by the above-mentioned port 94 is connected to the solenoid relay valve 100 through the oilway 99. And the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 is connected to the port which the linear solenoid valve SLU is connected to the edge of the 1st plunger 91 in the port which is carrying out opening, and carries out opening to the edge of the 2nd plunger 93 through the orifice.

[0035] Said oilway 87 is for supplying and discharging oil pressure to brake B-2, and the minor diameter orifice 101 and the orifice 102 with a check ball are infixed in the middle. Moreover, the major-diameter orifice 104 which equipped the oilway 103 which branched from this oilway 87 with the check ball opened when carrying out exhaust gas pressure from brake B-2 is infixed, and this oilway 103 is connected to the orifice control valve 105 explained below.

[0036] The orifice control valve 105 is a bulb for controlling the exhaust-gas-pressure rate from brake B-2, brake B-2 is connected to the port 107 formed in pars intermedia so that it may be opened and closed with that spool 106, and said oilway 103 is connected to the port 108 formed in the drawing bottom from this port 107. From the port 107 which has connected brake B-2, the port 109 formed in the drawing bottom is a port made alternatively open for free passage in a drain port, and the port 111 of said B-3 control valve 78 is connected to this port 109 through the oilway 110. In addition, this port 111 is a port made alternatively open for free passage by the output port 83 which has connected the brake B3.

[0037] The control port 112 formed in the edge of the opposite side is connected with the spring which presses spool 106 among the ports of the orifice control valve 105 through the oilway 113 in the port 114 of the 3-4 shift bulb 72. This port 114 is a port which outputs the signal pressure of the 3rd solenoid valve SL 3 in the gear stage of the 3rd less than \*\*, and outputs the signal pressure of the 4th solenoid valve SL 4 in the gear stage of the 4th more than \*\*. Furthermore, the oilway 115 which branched from said oilway 95 is connected to this orifice control valve 105, and a drain port is made to open this oilway 115 for free passage alternatively.

[0038] In addition, the port 116 which outputs D range \*\* in the gear stage of the 2nd less than \*\* in said 2-3 shift bulb 71 is connected to the port 117 which carries out opening to the part which has arranged the spring 92 among said 2-3 timing bulbs 89 through the oilway 118. Moreover, the port 119 made open for free passage by said oilway 87 is connected to the solenoid relay valve 100 through the oilway 120 in the gear stage of the 3rd less than \*\* among the 3-4 shift bulbs 72.

[0039] A sign 121 is the signal pressure PSLN which shows the accumulator for brake B-2 and the linear solenoid valve SLN (refer to drawing 3 ) outputs to the back pressure room. Accumulator control \*\* Pac whose pressure was responded and regulated is supplied. Although D range \*\* (line pressure PL) will be supplied to the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 through an oilway 87 if said 2-3 shift bulb 71 is switched at the time of 2 ->3 gear change, piston 121p of an accumulator 121 starts a rise by this line pressure PL. the abbreviation regularity which balances with above-mentioned accumulator control \*\* Pac to which the oil pressure (engagement pressure) PB2 supplied to brake B-2 energizes the spring 121s downward energization force and piston 121p downward while this piston 121p is going up -- you are made to increase gradually in connection with a spring 121s compression set strictly, and if piston 121p arrives at a rise edge, it will be raised to line pressure PL. That is, the engagement pressure PB2 of the gear change transient which piston 121p moves becomes settled by accumulator control \*\* Pac.

[0040] Others [ accumulator / 121 / with which engagement control of accumulator control \*\* Pac is carried out at the time of the 3rd \*\* gear stage formation / for above-mentioned brake B-2 ], The accumulator for clutch C1 by which engagement control is carried out at the time of the 1st \*\* gear stage formation although illustration is omitted, The accumulator for clutch C2 by which engagement control is carried out at the time of the 4th \*\* gear stage formation, and the accumulator for brake B0 by which engagement control is

carried out at the time of the 5th \*\* gear stage formation are also supplied, and the transient oil pressure at the time of engagement and release of that etc. is controlled.

[0041] The sign 122 of drawing 4 shows C-0 exhaust valve, and the sign 123 shows the accumulator for clutch C0 further. In order that C-0 exhaust valve 122 may make engine brake effective only in the 2nd \*\* gear stage in "2" range, hydraulic oil is supplied to the oil hydraulic cylinder 56 of a clutch C0, and it operates so that a clutch C0 may be made engaged.

[0042] If the port 111 of B-3 control valve 78 is open for free passage to the drain according to such an oil pressure control circuit 184, the pressure of the engagement pressure PB3 of a brake B3 can be directly regulated with B-3 control valve 78, and the pressure regulation level can be changed with the linear solenoid valve SLU. Moreover, if the location shown in the left half of drawing has the spool 106 of the orifice control valve 105, exhaust gas pressure becomes possible through this orifice control valve 105, therefore brake B-2 can control the drain rate from brake B-2.

[0043] In the so-called clutch two clutch gear change engaged in brake B-2 on the other hand while releasing the gear change B3 in the 3rd \*\* gear stage from the 2nd \*\* gear stage, i.e., a brake, a gear change shock is suitably mitigable by controlling the release transient oil pressure of a brake B3, and the engagement transient oil pressure of brake B-2 based on the input torque of an input shaft 20 etc. Also about other gear changes, the transient oil pressure of clutches C1 and C2 or a brake B0 is controlled by regulating the pressure of accumulator control \*\* Pac by duty control of the linear solenoid valve SLN.

[0044] Drawing 3 is drawing showing a control network, and the control input ACC of an accelerator pedal 150 is detected by the accelerator control input sensor 151. According to an operator's demand output, treading-in actuation is carried out greatly, and an accelerator pedal 150 is equivalent to an accelerator operating member. The throttle valve 156 according to the control input ACC of an accelerator pedal 150 which opens and is set to angle (opening)  $\theta_{TH}$  is formed in inhalation-of-air piping of the engine 10 of a car by the throttle actuator 154. Moreover, in order to control idle rotation of an engine 10, the ISC valve 153 which controls the inspired air volume at the time of throttle-valve 156 close by-pass bulb completely is formed in the bypass path 152 which makes the above-mentioned throttle valve 156 bypass for an idle roll control. rotational speed NE of an engine 10 The inhalation air content sensor 160 for detecting the engine-speed sensor 158 for detecting, and the inhalation air content Q of an engine 10, and temperature TA of inhalation air The close-by-pass-bulb-completely condition and its opening  $\theta_{TH}$  of the inhalation air temperature sensor 162 for detecting, and the above-mentioned throttle valve 156 The throttle sensor 164 with an idle switch for detecting, and rotational speed NOUT of an output shaft 42 Namely, the speed sensor 166 for detecting the vehicle speed V and the circulating water temperature TW of an engine 10 The cooling coolant temperature sensor 168 for detecting, and actuation of a brake The actuation position sensor 174 for detecting the brake switch 170 for detecting, and the actuated valve position PSH of a shift lever 172, and the rotational speed [ 0 (= turbine rotational speed NT) ] NIN NC of an input shaft 20, i.e., the rotational speed of a clutch C0 Hydraulic oil temperature TOIL of the input-shaft rotation sensor 173 for detecting, and the oil pressure control circuit 184 The oil-temperature sensor 175 for detecting etc. is formed. Those sensors to the engine speed NE, the inhalation air content Q, and the inhalation air temperature TA Whenever [ throttle valve-opening ]  $\theta_{TH}$ , the vehicle speed V, the engine-coolant water temperature TW, and the operating state BK of a brake, The actuated valve position PSH of a shift lever 172, the input-shaft rotational speed NC 0, and hydraulic oil temperature TOIL The signal to express is supplied to the electronic control 176 for engines, or the electronic control 178 for gear change.

[0045] The electronic control 176 for engines of drawing 3 is the so-called microcomputer equipped with CPU, RAM, ROM, and the input/output interface, and CPU processes an input signal according to the program beforehand memorized by ROM, using the temporary storage function of RAM, and performs various engine control. For example, a fuel injection valve 179 is controlled for fuel-oil-consumption control, an ignitor 180 is controlled for ignition timing control, the ISC valve 153 is controlled for idle speed control, and a throttle valve 156 is controlled by the throttle actuator 154 for traction control. The electronic control 176 for engines drives the throttle actuator 154 based on the actual accelerator pedal control input ACC from the relation shown in drawing 7, and it makes  $\theta_{TH}$  increase by whenever [ throttle valve-opening ] in control of a throttle valve 156, so that the accelerator pedal control input ACC increases. The above-mentioned electronic control 176 for engines is connected to the electronic control 178 for gear change, and mutual possible [ a communication link ], and a signal required for one side is suitably transmitted from another side.

[0046] The electronic control 178 for gear change is also the same microcomputer as the above, and CPU processes an input signal according to the program beforehand memorized by ROM, using the temporary storage function of RAM, and drives each solenoid valves SL1, SL2, SL3, and SL4 or the linear solenoid valves SLU, SLT, and SLN of the oil pressure control circuit 184. Based on  $\theta_{TH}$  and the vehicle speed V, the gear stage of an automatic transmission 14 is specifically determined whenever [ actual throttle valve-opening ] from the gear change diagram which is shown in drawing 8 and which was memorized beforehand, and solenoid valves SL1, SL2, SL3, and SL4 are driven so that this determined gear stage may be formed. The continuous line of drawing 8 is an up shifting line, and a broken line is a down shifting line.

[0047] When it succeeds in 2 ->3 up-shifting decision, drawing 9 and drawing 10 are the flow charts explaining the contents of signal processing performed by the above-mentioned electronic control 178 for gear change, and are repeatedly performed in the predetermined cycle time. The brake B3 with which drawing 11 is an example of the timing diagram at the time of activation of up shifting control of drawing 9 and drawing 10, and the accelerator pedal control input ACC is forming the 2nd \*\* gear stage about 2->3 up shifting at the time of the accelerator OFF of 0 is the time amount t1 from which the accelerator pedal control input ACC became abbreviation 0. It sets and is released by the oil pressure control by said linear solenoid valve SLU. Moreover, subsequent time amount t2 Although the flow chart of drawing 9 and drawing 10 is performed by succeeding in 2 ->3 up-shifting decision, said 2-3 shift bulb 71 is not switched immediately, and change-over control is performed at steps S18 and S19 of drawing 10. The up shifting control performed according to the flow chart of this drawing 9 and drawing 10 is equivalent to the example of the 1st invention, and brake B-2 and an oil hydraulic cylinder 54 are equivalent to the friction engagement equipment of the 1st invention, and an oil hydraulic cylinder, respectively.

[0048] When return actuation of the accelerator pedal 150 was carried out, or the idle contact of the throttle sensor 164 judges whether it is ON and it is satisfied with step S1 of drawing 9 with either, less than [ step S2 ] is performed, but when that is not right (i.e., when an accelerator pedal 150 is the power ON by which treading-in actuation is carried out), less than [ of drawing 10 / step S10 ] is performed. Since a throttle valve 156 is usually controlled according to the control input ACC of an accelerator pedal 150 like said drawing 7, when an idle contact is ON, it is equivalent to the power-off condition of Accelerator OFF.

[0049] At step S2 performed in the 2 ->3 up shifting of Power OFF, while the initial value of a flag "XCNCLINN" is OFF, it is turned ON at steps S12 or S16 of drawing 10, and although a flag "XCNCLINN" judges whether it is OFF, after setting a flag "XAPROK" at step S3, in ON, less than [ of drawing 10 / step S17 ] is performed. At step S17, a flag "XAPROK" judges whether it is ON, while switching said 2-3 shift bulb 71 and making brake B-2 engaged so that hydraulic oil may be supplied to the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 at step S18, when a flag "XAPROK" is OFF, in ON, the 2-3 shift bulb 71 is switched, and it holds brake B-2 in the release condition so that the drain of the hydraulic oil in an oil hydraulic cylinder 54 may be carried out at step S19. The change of the



2-3 shift bulb 71 is performed by switching excitation of said solenoid valve SL 1, and un-exciting.

[0050] Like drawing 11, by 2->3 up shifting of Power OFF, a flag "XCNCLINN" is OFF and performs step S4 at the beginning following step S2. step S4 -- change rate  $\Delta NC0$  of the input rotational speed NC 0 -- for example, this input rotational-speed NC0n from -- input rotational-speed NC0n-1 at the time of the last cycle while subtracting and computing -- degree type (1) Synchronous duration A1 until it follows and reaches the synchronous rotational speed after up shifting (NOUT $\times\gamma_3$ ) It computes.  $\gamma_3$  The change gear ratio NOUT of the 3rd \*\* gear stage, i.e., input rotational-speed NC0/output rotational speed, it is. Moreover, (1) type is the output rotational speed NOUT. Namely, the vehicle speed V regards it as abbreviation regularity. current output rotational speed NOUT from -- synchronous rotational speed (NOUT  $\times\gamma_3$ ) -- asking -- the rotational-speed difference of the synchronous rotational speed (NOUT  $\times\gamma_3$ ) and the current input rotational speed NC 0 -- change rate  $\Delta NC0$  -- division -- carrying out -- synchronous duration A1 Although it asks Output rotational speed NOUT The change rate  $\Delta$  of change rate  $\Delta NOUT$  or synchronous rotational speed (NOUT  $\times\gamma_3$ ) is found, and it is the synchronous duration A1 at a still higher precision. It is also computable. The part which performs step S4 among a series of signal processing by the electronic control 178 for gear change is functioning as a synchronous time amount presumption means. In addition,  $\gamma_2$  [ given in drawing 11 ] It is the change gear ratio of the 2nd \*\* gear stage.

$A1 = (NOUT \times \gamma_3 - NC0) / \Delta NC0$  ... (1) [0051] At step S5, it is the above-mentioned synchronous duration A1. Stroke time amount B1 defined beforehand Allowances value C1 for incorrect judging prevention It judges whether it is smaller than the added value (B1+C1). Stroke time amount B1 It is the time amount taken to reach the stroke end by the side of engagement of the piston of the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2. Although it changes with line pressure PL of said oil pressure control circuit 184 and the line pressure PL is controlled by said linear solenoid valve SLT according to  $\theta_{TH}$  whenever [ throttle valve-opening ] Since this control is only performed when  $\theta_{TH}$  is an abbreviation close by-pass bulb completely whenever [ throttle valve-opening ] with Accelerator OFF, based on line pressure PL in case  $\theta_{TH}$  is an abbreviation close by-pass bulb completely whenever [ throttle valve-opening ], constant value is beforehand memorized by storage 188 (refer to drawing 3 ). Storage 188 can hold the contents of storage also with a power source OFF, and RAM, ROM, etc. with which the electronic control 178 for gear change is equipped can also be instead used for it. This storage 188 is equivalent to stroke time amount storage, and is the stroke time amount B1. You may make it memorize the influencing oil temperature as a parameter.

[0052] and  $A1 \geq B1 + C1$  while a case clears a flag "XAPROK" at step S6 and a flag "XAPRDLY" is set -- auto increment counter E1 although less than [ of drawing 10 / step S17 ] is performed and brake B-2 is held in the release condition, after making it 0 --  $A1 - B1 + C1$  A case performs step S7. At step S7, it is the auto increment counter E1. The contents are the allowances values C1 for incorrect judging prevention. It judges whether it exceeded or not.  $E1 > C1$  After setting a flag "XAPRDLY" while performing step S9 and clearing a flag "XAPROK" until it becomes, brake B-2 is held in the release condition at step S19 by performing less than [ of drawing 10  $R > 0$  / step S17 ].

[0053] on the other hand --  $E1 > C1$  the condition of satisfying step S5 when it becomes -- continuing -- misjudgment -- a law -- allowances value C1 for prevention only, when it continues After setting ON and a flag "XAPRDLY" and setting a flag "XCNCLINN" for a flag "XAPROK" at step S8, by performing less than [ of drawing 10  $R > 0$  / step S17 ] Supply of hydraulic oil is started to the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 at step S18. After all, it is the synchronous duration A1. Stroke time amount B1 When abbreviation coincidence is carried out If the 2-3 shift bulb 71 is switched, supply of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 is started and the supply start time of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 is controlled in this way Even if the change rate  $\Delta NC0$  grade of the input rotational speed NC 0 varies by dispersion in an engine property etc. The stroke end by the side of the engagement of an oil hydraulic cylinder 54 to that the input rotational speed NC 0 turns into synchronous rotational speed (NOUT  $\times\gamma_3$ ) and abbreviation coincidence is reached, and brake B-2 comes to generate engagement torque.

[0054] Time amount  $t_3$  of drawing 11 It is the time amount from which decision of step S5 was set to YES (affirmation). Time amount  $t_4$  It is the time amount from which decision of step S7 was set to YES, and is time amount  $t_5$ . While the input rotational speed NC 0 carries out abbreviation coincidence with synchronous rotational speed (NOUT  $\times\gamma_3$ ) It is the time amount which the piston of an oil hydraulic cylinder 54 reaches a stroke end, the engagement oil pressure PB2 starts, and the engagement torque of brake B-2 begins to generate. "B1" in drawing 11, and "C1" -- respectively -- the stroke time amount B1 and misjudgment -- a law -- allowances value C1 for prevention It corresponds. It is a supply start condition that steps S5, S6, S7, and S8, S9, and the part that performs S17, S18, and S19 are functioning as a supply initiation control means among a series of signal processing by the electronic control 178 for gear change, and both decision of steps S5 and S7 is set to YES. In addition, after both decision of steps S5 and S7 is set to YES and supply of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 is started, in future cycles, step S3 and less than [ S17 ] are performed by setting a flag "XCNCLINN" to ON at step S8 following step S2.

[0055] At step S10 of drawing 10 performed when decision of said step S1 is NO (i.e., when it is Power ON), a flag "XAPROK" judges whether it is OFF, in OFF, step S11 is performed, but in ON (i.e., when supply of hydraulic oil is already started to the oil hydraulic cylinder 54), less than [ step S14 ] is performed immediately. A flag "XAPRDLY" judges whether it is ON, and in ON (i.e., when said below step S4 is already performed), at step S12, OFF and a flag "XCNCLINN" are set and it sets a flag "XAPROK" for a flag "XAPRDLY" in step S11. Even when return actuation of the accelerator is carried out again after that and less than [ step S2 ] is performed by setting a flag "XCNCLINN", the supply condition of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 is maintained by performing step S3 following step S2. Moreover, when decision of step S11 is NO, at the time of the first cycle from which in other words it succeeded in 2->3 up-shifting decision in the state of Power ON by the case where began without still performing less than [ step S2 ], and less than [ step S10 ] is performed, a flag "XAPROK" is set at step S13.

[0056] Therefore, a flag "XAPROK" is immediately set to ON and it is made to engage [ in the case of Power ON ] with brake B-2 promptly by supplying hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 in step S18 in any case.

[0057] It is the stroke time amount D1 as which it is step S15 and the elapsed time after starting supply of hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 was beforehand determined when a flag "XCNCLINN" was OFF, although the flag "XCNCLINN" judged whether it was OFF, less than [ step S17 ] was immediately performed when a flag "XCNCLINN" was ON, and hydraulic oil was supplied to the oil hydraulic cylinder 54 at step S18 in step S14. It judges whether it passed or not. Stroke time amount D1 Said stroke time amount B1 It is the time amount taken to reach the stroke end by the side of engagement of the piston of the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 similarly, and said storage 188 memorizes by making  $\theta_{TH}$  into a parameter whenever [ throttle valve-opening ]. Moreover, for the elapsed time after starting supply of hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54, the elapsed time is the stroke time amount D1 that what is necessary is just to measure the time amount after decision of said step S17 is set to YES with an increment counter, a timer, etc. If it reaches, a flag "XCNCLINN" will be set at step S16.

[0058] therefore, even when supply of hydraulic oil is immediately started to an oil hydraulic cylinder 54 by 2->3 up shifting of Power ON Stroke time amount D1 When return actuation of the accelerator pedal 150 is carried out before passing The drain of the hydraulic oil in an oil hydraulic cylinder 54 is carried out by performing below step S4. When the supply start condition of steps S5 and S7 is



satisfied, it comes to be made to engage with the synchronization of the input rotational speed NC 0 smoothly by abbreviation coincidence, and the off rise shock by sudden engagement of brake B-2 is prevented. Supply initiation of hydraulic oil to stroke time amount D1 Since the piston of an oil hydraulic cylinder 54 has already reached the stroke end when it passes, even if return actuation of the accelerator pedal 150 is carried out, supply of hydraulic oil is continued as it is by setting a flag "XCNCLINN."

[0059] In the case of 2->3 up shifting of Accelerator OFF, by this example here Both decision of said steps S5 and S7 is set to YES, and it is the synchronous duration A1. Stroke time amount B1 Since the 2-3 shift bulb 71 is switched and supply of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 is started, when abbreviation coincidence is carried out, Even if the change rate  $\Delta NC0$  grade of the input rotational speed NC 0 varies by dispersion in an engine property etc. The stroke end by the side of the engagement of the piston of an oil hydraulic cylinder 54 to that the input rotational speed NC 0 turns into synchronous rotational speed ( $NOUT \times \gamma_3$ ) and abbreviation coincidence is reached, and brake B-2 comes to generate engagement torque. Thereby, the synchronous timing of the input rotational speed NC 0 and the engagement timing of brake B-2 shift, and generating of the off rise shock by clutch capacity occurring before a synchronization and the feeling of level luffing motion by clutch capacity occurring after a synchronization is controlled.

[0060] the condition that it is satisfied with this example of step S5 especially with existence of step S7 -- continuing -- misjudgment -- a law -- allowances value C1 for prevention only -- when it continues, in order to start supply of the hydraulic oil to the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2, the decision mistake resulting from the detection error of a rate sensor etc. is prevented.

[0061] next, the configuration of drawing 1 - drawing 8 -- abbreviation -- it is the same and another example from which the contents of control at the time of gear change differ is explained. When it succeeds in 2 ->3 up-shifting decision, drawing 12 and drawing 13 are the flow charts explaining the contents of signal processing performed by said electronic control 178 for gear change, and are repeatedly performed in the predetermined cycle time. Drawing 14 is an example of the timing diagram at the time of activation of up shifting control of drawing 12 and drawing 13. The accelerator pedal control input ACC the brake B3 which is forming the 2nd \*\* gear stage about 2->3 up shifting at the time of the accelerator OFF of 0 If the accelerator pedal control input ACC becomes abbreviation 0, it will be released by the oil pressure control by said linear solenoid valve SLU. Subsequent time amount t1 Or said 2-3 shift bulb 71 is switched to the timing by the 1st invention for 2->3 up shifting, and supply of the hydraulic oil to the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 is started. This time amount t1 For example, time amount t4 of said drawing 11 It corresponds. The up shifting control performed according to the flow chart of this drawing 12 and drawing 13 is equivalent to the example of the 2nd invention, and brake B-2 and an oil hydraulic cylinder 54 are equivalent to the friction engagement equipment of the 2nd invention, and an oil hydraulic cylinder, respectively.

[0062] At step R1 of drawing 12, it judges whether the 2-3 shift bulb 71 was switched and supply of the hydraulic oil to the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 was started by excitation of a solenoid valve SL 1, un-exciting, etc. And when supply is not yet started, while performing step R2 and setting an auto increment counter "CBARP" to 0, it considers as the value TAP 1 corresponding to the accelerator called for at step R9 according to the accelerator pedal control input ACC according to the data map as shows the command value TAP to said drawing 7 whenever [ throttle valve-opening ]. If an auto increment counter "CBARP" is set to 0 at step R2, supply of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 will be started after that, decision of step R1 will be set to YES, and the elapsed time after supply initiation will be measured by the auto increment counter "CBARP" by no longer performing step R2. Moreover, whenever [ throttle valve-opening ], the command value TAP is outputted to the electronic control 176 for engines, it combines fuel-oil-consumption control etc., is performed, and controls engine power while the electronic control 176 for engines carries out closing motion control of the throttle valve 156 of an engine 10 according to the command value TAP whenever [ throttle valve-opening ].

[0063] In step R3, although the accelerator pedal control input ACC at the time of 2 ->3 up-shifting initiation (when decision of step R1 is set to YES) judges by whether it is the off rise of abbreviation 0, and whether the accelerator pedal control input ACC and the brake B3 are already released, and step R9 will be performed if it is not an off rise, as for the case of an off rise, a flag "XTRQDWN" judges whether it is OFF at step R4. A flag "XTRQDWN" expresses under throttle limit control activation, initial value is OFF, and at the time of the cycle of the beginning of this control, it is OFF, continues, and performs step R5.

[0064] Decision value A2 to which the command value TAP was beforehand set whenever [ throttle valve-opening ] at step R5 It judges whether it is large. Decision value A2 It is for judging whether treading-in actuation of the accelerator pedal 150 was carried out, and brake B-2 is a decision value A2 in a slip condition. The comparatively small value which does not spoil the endurance of friction material even if a corresponding engine torque acts is defined. and  $TAP \leq A2$  it is -- if -- although step R7 is performed immediately --  $TAP > A2$  If it becomes, while performing step R6 and setting a flag "XTRQDWN", an auto increment counter "CTRQDWN" is set to 0. Shortly after a flag "XTRQDWN" is turned on, decision of said step R4 is set to NO in future cycles, and throttle limit control not more than step R10 of drawing 13 comes to be performed. Since step R6 is no longer performed, an auto increment counter "CTRQDWN" the elapsed time after decision of step R5 was set to YES and step R6 was performed -- if it puts in another way -- whenever [ throttle valve-opening ] -- the command value TAP -- decision value A2 The throttle limit control time amount after exceeding will be measured. Time amount t2 of drawing 14  $TAP > A2$  It is the time amount from which it consisted of and decision of step R5 was set to YES.

[0065] Although a flag "XTRQDWN" judges whether it is ON and performs step R9 at step R7 at the time of  $XTRQDWN = OFF$ , step R8 is performed at the time of  $XTRQDWN = ON$ . At step R8, a throttle time delay "CTAPDLY" is computed based on the contents of said auto increment counter CBARP by a data map, operation expression, etc. which were beforehand defined by relation as shown in drawing 15. An auto increment counter "CBARP" measures the elapsed time from supply initiation of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54, and a throttle time delay "CTAPDLY" is set as such short time amount that the elapsed time is long. If it is irrespective of treading-in actuation of an accelerator pedal 150 only for necessary minimum to delay the increment in an output of an engine 10 so that this throttle time delay "CTAPDLY" may not spoil the endurance of the friction material of brake B-2, and the elapsed time from hydraulic oil supply initiation excels, the piston stroke of an oil hydraulic cylinder 54 is large, and since need time amount until a predetermined torque capacity which does not spoil the endurance of friction material is obtain becomes short, a throttle time delay "CTAPDLY" is shorten. If a throttle time delay "CTAPDLY" is set to 0, substantially, throttle limit control is not performed, but only when the time amount from supply initiation of hydraulic oil to treading-in actuation of an accelerator pedal 150 is short, throttle limit control will be performed. This throttle time delay "CTAPDLY" is equivalent to torque limitation time amount, and is beforehand memorized by storage 188.

[0066] In addition, you may make it delay the increment in an output of an engine 10 irrespective of treading-in actuation of an accelerator pedal 150 until the contents (elapsed time from supply initiation) of the auto increment counter CBARP reach the time amount (t4-t1) in the constant value beforehand set not to spoil the endurance of the friction material of brake B-2, for example, drawing 14, etc. Moreover, when decision of said step R5 is NO, as step R9 is performed immediately, decision of step R7 can also be omitted.

[0067] a \*\*\*\*\* [ that the contents, i.e., throttle limit control time amount, of the auto increment counter "CTRQDWN" are smaller than a throttle time delay "CTAPDLY" at step R10 of drawing 13 ] -- judging -- between  $CTRQDWN < CTAPDLY$  -- step R11 -- whenever [ throttle valve-opening ] -- the command value TAP -- said decision value A2 It fixes. By this, output increase of an engine 10 is restricted irrespective of treading-in actuation of an accelerator pedal 150, the input torque to an automatic transmission 14 is restricted by the load limitation of the engine 10, and the endurance fall of the friction material of brake B-2 which is not equipped with still sufficient torque capacity is avoided. The part which performs steps R10 and R11 among a series of signal processing by the electronic control 178 for gear change is functioning as an input torque limitation means.

[0068] Moreover, if it becomes  $CTRQDWN \geq CTAPDLY$ , step R12 will be performed and only a throttle time delay "CTAPDLY" will set the command value TAP as the value TAP 1 corresponding to an accelerator corresponding to the front accelerator pedal control input ACC from current whenever [ throttle valve-opening ]. That is, delay only a throttle time delay "CTAPDLY", it is made to correspond to the increment in the accelerator pedal control input ACC, and the command value TAP is made to increase by promptly whenever [ throttle valve-opening ].

[0069] Time amount t4 of drawing 14 It is the time amount by which step R12 came to be performed by setting decision of step R10 to NO. Moreover, time amount t3 of drawing 14 The piston of the oil hydraulic cylinder 54 of brake B-2 is the time amount which reached the stroke end by the side of engagement, while the engagement oil pressure PB2 starts, it is made to increase gradually in an operation of an accumulator 121, and the torque capacity (engagement torque) of brake B-2 is raised corresponding to the engagement oil pressure PB2. Said throttle time delay "CTAPDLY" is time amount t3 at least. To behind, in consideration of the stroke time amount of the piston of the oil hydraulic cylinder 54 which considered oil pressure boost amendment of step R14 etc., it is beforehand set by experiment etc. so that decision of step R10 may be set to NO.

[0070] At step R13, an upper limit guard is prepared so that it may become one or less value TAP corresponding to the accelerator asked for the command value TAP according to the current accelerator pedal control input ACC whenever [ throttle valve-opening ]. That is, if it is one or less  $TAP \leq TAP$ , it will remain as it is and will restrict to  $TAP = TAP1$  at the time of  $TAP > TAP1$ .

[0071] Moreover, at step R14, hydraulic oil is promptly supplied to an oil hydraulic cylinder 54 by boosting temporarily line pressure PL of said oil pressure control circuit 184, and B-2 accumulator control \*\* (back pressure) Pac. Although line pressure PL and B-2 accumulator control \*\* Pac are usually controlled [ whenever / command value TAP or actual throttle valve-opening ] by the linear solenoid valves SLT and SLN according to thetaTH whenever [ throttle valve-opening ], specifically Multiply the actual accelerator pedal control input ACC or its correspondence value TAP 1 by the predetermined correction factor (it is size from 1) here, and the amendment accelerator control input TAP 2 is calculated. Based on the amendment accelerator control input TAP 2, line pressure PL and B-2 accumulator control \*\* Pac are controlled. In addition, if change of the accelerator pedal control input ACC is set to 0, the amendment accelerator control input TAP 2 will be decreased with predetermined rate of change, and line pressure PL and B-2 accumulator control \*\* Pac will also be dwindled according to it. The part which performs step R14 among a series of signal processing by the electronic control 178 for gear change is functioning as an oil pressure amendment means.

[0072] the judgment time amount D2 as which the condition that the command value TAP is lower than the value TAP 1 corresponding to an accelerator was beforehand determined whenever [ throttle valve-opening ] at step R15 a \*\*\*\*\* [ having continued above ] -- or when the command value TAP judges whether it is full open and is [ whenever / throttle valve-opening ] satisfied also with either, a flag "XTRQDWN" is cleared at step R16, and the throttle limit control at the time of accelerator actuation of an off-rise ends. Judgment time amount D2 It is beforehand set up so that incorrect termination of control by hunting of the command value TAP and the value TAP 1 corresponding to an accelerator may not arise whenever [ by delicate accelerator actuation of an operator / throttle valve-opening ].

[0073] By the case where treading-in actuation of the accelerator pedal 150 is carried out into the 2 ->3 up shifting of Accelerator OFF by this example here When predetermined time is set up as a throttle time delay "CTAPDLY", namely, when treading-in actuation of the accelerator pedal 150 is carried out into predetermined time from supply initiation of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54 Only for the throttle time delay "CTAPDLY", the command value TAP is a decision value A2 whenever [ throttle valve-opening ]. Since it is restricted, there is no possibility of spoiling the endurance of the friction material of brake B-2. And since the throttle time delay "CTAPDLY" is set up so that only the necessary minimum which does not spoil the endurance of the friction material of brake B-2 may delay the increment in an output of an engine 10, the time amount of throttle limit control becomes short, and the feeling of slowness by the lack of driving force when breaking in and operating an accelerator pedal 150 is improved. Especially during the throttle limit control, in order to make high line pressure PL of the oil pressure control circuit 184 and to make quick the speed of supply of the hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54, you come to be made for brake B-2 to be promptly engaged by predetermined torque capacity, and the time amount of throttle limit control becomes still shorter, and the lack of driving force is improved still more effectively.

[0074] moreover, a throttle time delay "CTAPDLY" be set up based on the elapsed time from supply initiation of hydraulic oil to accelerator actuation, and since throttle limit control be perform, without care about the slowness after accelerator actuation, or the endurance of an engagement element, between the throttle time delay "CTAPDLY" can set up freely the supply timing of hydraulic oil to an oil hydraulic cylinder 54, and can improve an off rise shock, a feeling of level luffing motion, etc. (coexistence be possible).

[0075] Moreover, since the endurance of brake B-2 is securable by throttle control or the oil pressure control, hard simplification, such as reducing the number of sheets of friction material, is possible, and weight, cost, dispersion, dependability, and engine performance (gear change shock etc.) improve.

[0076] When direct contact pressure control of the oil pressure PB3 of the oil hydraulic cylinder 52 of a brake B3 is carried out with the linear solenoid valve SLU at the time of 1 ->2 up shifting, drawing 16 and drawing 17 are the flow charts explaining the contents of signal processing performed by said electronic control 178 for gear change, and are repeatedly performed in the predetermined cycle time. Drawing 18 is drawing showing the basic pattern of direct contact pressure control, it is drawing which explains phase PH=1-9, the command value DSLU at the time of carrying out duty control of the linear solenoid valve SLU, etc. in detail, and the amounts delta D5, delta D6, delta D8, and delta D9 of sweeps which are the rate of change of time amount T2-T5, T8, the set points D2-D4 of the command value DSLU, and the command value DSLU are beforehand memorized by storage 188. Although values, such as it, may be constant value, thetaTH, the accelerator pedal control input ACC, etc. are [ whenever / throttle valve-opening / corresponding to an input torque ] also memorizable by a data map, operation expression, etc. which are made into a parameter. Moreover, drawing 1919 is an example of the timing diagram which shows change of each part at the time of activation of 1 ->2 up-shifting control, and is time amount t1. It is the time amount to which said 1-2 shift bulb 70 was switched so that a 1 ->2 up-shifting command might be outputted and hydraulic oil might be supplied to the oil hydraulic cylinder 52 of a brake B3. The change of the 1-2 shift bulb 70 is performed by switching excitation of said solenoid valve SL 2, and un-exciting. In the condition of having predetermined response delay DL to change of the command value DSLU, the engagement oil pressure PB3 of the oil hydraulic cylinder 52 of a brake B3 carries out abbreviation flattery, and is changed so that clearly from drawing 1919.



[0077] Drawing 16 is for determining the phase PH in the basic pattern of drawing 18, and activation is started by outputting said 1->2 up-shifting command. Step Q The flag F1 which expresses under control implementation with 1-1 judges whether it is ON, if it is ON, less than [ step Q1-4 ] will be performed continuously, but since the initial value of a flag F1 is OFF, it performs step Q1-2 in OFF at the time of the first cycle. Step Q While setting up "2" as a phase PH, a timer Tim2 is reset and a time check is made to newly start in 1-2. Moreover, a flag F1 is set in step Q1-3. Thereby, in future cycles, less than [ step Q1-4 ] comes to be performed following step Q1-1.

[0078] Step Q When it is set to phase PH=2 and the setup time T2 passes, when it is phase PH=2, and it judges whether the timer Tim2 went through the setup time T2 and is satisfied with 1-4 namely, while setting up "3" as a phase PH by step Q1-5, a timer Tim3 is reset and a time check is made to newly start. Step Q It succeeds in decision whether 1-6, Q1-8, Q1-10, and Q1-16 as well as step Q1-4 shift to the next phase PH, respectively. Moreover, while setting up "4" or "5" as a next phase PH like step Q1-5, a timer Tim4 or Tim5 is reset, and a time check is made to newly start in step Q1-7 and Q1-9. In Q1-11 and Q1-17, "6" or "9" is set up as a next phase PH.

[0079] Step Q Phase PH judges whether the inertia phase began by any of "4" - "6" they are, and when satisfied, "7" is set up as a phase PH by step Q1-13 1-12. It is for example, a degree type (2) whether the inertia phase started. It can judge by whether it is satisfied. (2) gamma 1 of a formula It is the change gear ratio of the 1st \*\* gear stage, and is A3. It is an allowances value for incorrect judging prevention for preventing the incorrect judging by the speed sensor 166, the detection error of the input-shaft rotation sensor 173, etc. Time amount t2 of drawing 19 It is the time amount from which the inertia phase began, and this drawing 19 is the case where it shifts to phase PH=7 from the condition of phase PH=5.

NC0<NOUT xgamma1-A3 ... (2) [0080] Step Q It is phase PH=7 and judges whether a synchronization is near, and when satisfied, while setting up "8" as a phase PH by step Q1-15, a timer Tim8 is reset and a time check is made to newly start in 1-14. It is for example, a degree type (3) whether a synchronization is near. It can judge by whether it is satisfied. namely, change rate deltaNC0 of the input rotational speed NC 0 -- for example, this input rotational-speed NC0n from -- input rotational-speed NC0n-1 at the time of the last cycle While subtracting and computing Decision value B3 as which a synchronous duration (NOUT xgamma2-NC0) / deltaNC0 until it reaches the synchronous rotational speed after up shifting (NOUT xgamma2) were calculated, and the synchronous duration was determined beforehand It judges by whether it became below. Output rotational speed NOUT The change rate delta of change rate deltaNOUT or synchronous rotational speed (NOUT xgamma2) can be found, and a synchronous duration can also be computed in a still higher precision.

B3 >(NOUT xgamma2-NC0)/deltaNC0 ... (3) [0081] Thus, if a sequential decision of the phase PH is made, according to the flow chart of drawing 17, the command value DSLUi will be controlled for every determined phase PH of the. In step Q2-1 of drawing 17 R> 7, Phase PH judges whether it is "1", and if it is PH=1, in step Q2-2, it will be made this command value DSLUi =D1. Although D1 is the comparatively small set point defined beforehand, in this control, there is no phase PH=1, therefore the set point D1 is not used, either.

[0082] Step Q In 2-3, Phase PH judges whether it is "2", and if it is PH=2, in step Q2-4, it will be made this command value DSLUi =D2. Phase PH=2 are a part for performing philharmonic the first to an oil hydraulic cylinder 52, and, as for the set point D2, comparatively big values, such as maximum, are set up.

[0083] Step Q In 2-5, Phase PH judges whether it is "3", and if it is PH=3, in step Q2-6, it will be made this command value DSLUi =D3. in case it strokes and is alike and the piston of an oil hydraulic cylinder 52 attains phase PH=3, they are a part for making it a sudden engagement shock not come out by philharmonic's first residual pressure, and the set point D2 is set up so that oil pressure PB3 may be lowered until low voltage standby pressure +alpha (minute value) considerable. Low voltage standby pressure is the oil pressure which can hold the piston of an oil hydraulic cylinder 52 to the stroke by the side of engagement, and the neighborhood, without making a brake B3 engaged.

[0084] Step Q Phase PH judges whether it is "4", in 2-7, if it is PH=4, it will set to step Q2-8, and it is this command value DSLUi. Degree type (4) It follows and sets up. Phase PH=4 are the part promptly started to folding point oil pressure PB3\* just before an inertia phase starts (refer to drawing 19) after the piston of an oil hydraulic cylinder 52 reaches a stroke end, and they are the folding point oil pressure PB3\* at setup-time T four. It is the command value DSLUi to the corresponding set point (folding point command value) D4. Feedforward control is carried out so that it may be made to go up promptly. The sweep section SW1 of drawing 19 is folding point oil pressure PB3\* corresponding to [ are a part equivalent to these phase PH=4, and ] the folding point command value D4. In consideration of response delay DL, time amount T four etc. is set up so that it may reach before an inertia phase starts. The above-mentioned folding point command value D4 and time amount T four are set up with operation expression, a data map, etc. which make thetaTH etc. a parameter whenever [ accelerator pedal control input / corresponding to an input torque / ACC, or throttle valve-opening ].

DSLUi ={(D4-D3) /T-four} xTim+D3 ... (4) [0085] a \*\*\*\*\* [ that Phase PH is "5" or "7" in step Q2-9 ] -- judging -- PH= -- if it is 5 or 7 -- step Q2-10 -- setting -- this command value DSLUi Degree type (5) It follows and sets up. phase PH= -- the part to which the input rotational speed NC 0 is changed as promptly as possible, 5 and 7 preventing the gear change shock by change of the input rotational speed NC 0 -- it is -- fixed amount of sweeps deltaD5 looser than phase PH=4 -- command value DSLUi Feedforward control is carried out so that it may be made to change (increment). (5) DSLUi-1 of a formula It is the last command value. the case where the inertia phase started in the condition of phase PH=5, and drawing 19 shifts to phase PH=7 -- the sweep section SW2 -- phase PH=, such as this, -- it is equivalent to 5 (before time amount t2), and 7 (after time amount t2).

DSLUi =DSLUi-1+deltaD5 ... (5) [0086] Step Q Phase PH judges whether it is "6", in 2-11, if it is PH=6, it will set to step Q2-12, and it is this command value DSLUi. Degree type (6) It follows and sets up. Phase PH=6 are the command value DSLUi at bigger amount of sweeps deltaD6 than amount of sweeps deltaD5 of phase PH=5 so that it may be prepared when an inertia phase does not start, even if it is set to phase PH=5 and time amount T5 passes so that clearly from step Q1-10-Q1-12 of said drawing 16, and an inertia phase may start promptly. Feedforward control is carried out so that it may be made to change (increment). In addition, these phase PH=6 are also omissible.

DSLUi =DSLUi-1+deltaD6 ... (6) [0087] Step Q Phase PH judges whether it is "8", in 2-13, if it is PH=8, it will set to step Q2-14, and it is this command value DSLUi. Degree type (7) It follows and sets up. Phase PH=8 are a part for making it the Yuri return of the torque of the telophase of engagement not come out, when the input rotational speed NC 0 approaches the synchronous rotational speed after up shifting, and they are the command value DSLUi at fixed amount of sweeps deltaD8. Feedforward control is carried out so that it may be made to change (reduction).

DSLUi =DSLUi-1-deltaD8 ... (7) [0088] Step Q Phase PH judges whether it is "9", in 2-15, if it is PH=9, it will set to step Q2-16, and it is this command value DSLUi. Degree type (8) It follows and sets up. Phase PH=9 are the part which raises oil pressure PB3 to line pressure PL, after a brake B3 carries out full engagement and 1->2 up shifting is completed, while the input rotational speed NC 0 reaches synchronous rotational speed, and they are the command value DSLUi at fixed amount of sweeps deltaD9. Feedforward

control is carried out so that it may be made to change (increment). While the input rotational speed NC 0 reaches synchronous rotational speed, a brake B3 is made to carry out abbreviation full engagement of the time amount t3 of drawing 19, and 1-→2 up shifting is the time amount which carried out abbreviation termination, and is carrying out abbreviation coincidence of it with the time of initiation of phase PH=9 by a diagram.

DSLUI = DSLUi-1 +  $\Delta D9$  ... (8) [0089] Thus, in this example, while performing a change with the oil pressure inclination in a torque phase (sweep section SW1), and the oil pressure inclination in an inertia phase (sweep section SW2) by feedforward control Since it is carrying out by feedforward control not only about the sweep section SW1 but about the sweep section SW2, As shown in drawing 20, initiation of an inertia phase is detected from change of the input rotational speed NC 0. For example, switch oil pressure inclination or As compared with the case where feedback control of the sweep section SW2 is carried out so that the input rotational speed NC 0 may change with predetermined rate of change, a gear change shock, an endurance fall of the friction material of a brake B3, etc. resulting from response delay DL can be prevented. Although torque phase time amount will become long and the endurance of a gear change feeling or friction material will get worse if it lets the oil pressure inclination of a torque phase lie down in order to lessen effect of response delay DL, in this example, control in consideration of response delay DL is possible, without letting oil pressure inclination lie down.

[0090] Study amendment of said folding point command value D4 (it corresponds to folding point oil pressure PB3\*) is carried out so that a change with the oil pressure inclination in the above-mentioned torque phase (sweep section SW1) and the oil pressure inclination in an inertia phase (sweep section SW2) may be performed to timing always suitable irrespective of individual difference, aging, etc. on the other hand. The command value crookedness time amount to which the command value DSLU reaches the folding point command value D4 as shown in drawing 21 Namely, ST, When inertia phase start time when an inertia phase starts is set to IT, so that the SHINASHA phase start time IT may enter between the minimum time amount AT and the upper limit time amount BT on the basis of the command value crookedness time amount ST For example, the data map of the folding point command value D4 memorized by storage 188 considering thetaTH as a parameter whenever [ throttle valve-opening ] is rewritten. The command value crookedness time amount ST is the time amount from which said phase PH=4 were completed and step Q1-8 were set to YES, and the inertia phase start time IT is the time amount from which said step Q1-12 were set to YES.

[0091] If study amendment of the above-mentioned folding point command value D4 is explained concretely, (a) of drawing 22 by the case where an inertia phase starts before the command value crookedness time amount ST Only response delay DL from the oil pressure level IT which took response delay DL into consideration from the inertia phase start time IT, i.e., inertia phase start time, the front command value DSLU Difference  $\Delta D1$  with the folding point command value D4 It is based, the amount of amendments (in this case, subtraction value) is calculated from the operation expression defined beforehand, and what corresponds among the data maps of the folding point command value D4 memorized by storage 188 considering thetaTH as a parameter whenever [ throttle valve-opening ] is amended. Operation expression is difference  $\Delta D1$ . It is determined that the amount of amendments (subtraction value) becomes large, so that it is large.

[0092] (b) of drawing 22 By the case where an inertia phase starts before reaching the minimum time amount AT from the command value crookedness time amount ST Difference  $\Delta D2$  of the oil pressure level in the inertia phase start time IT, and the oil pressure level in the minimum time amount AT It is based. The amount of amendments (in this case, subtraction value) is calculated from the operation expression defined beforehand, and what corresponds among the data maps of the folding point command value D4 memorized by storage 188 considering thetaTH as a parameter whenever [ throttle valve-opening ] is amended. Operation expression is difference  $\Delta D2$ . It is determined that the amount of amendments (subtraction value) becomes large, so that it is large.

[0093] (c) of drawing 22 By the case where an inertia phase starts after having gone through the upper limit time amount BT from the command value crookedness time amount ST Difference  $\Delta D3$  of the oil pressure level in the inertia phase start time IT, and the oil pressure level in the upper limit time amount BT It is based. The amount of amendments (in this case, aggregate value) is calculated from the operation expression defined beforehand, and what corresponds among the data maps of the folding point command value D4 memorized by storage 188 considering thetaTH as a parameter whenever [ throttle valve-opening ] is amended. Operation expression is difference  $\Delta D3$ . It is determined that the amount of amendments (aggregate value) becomes large, so that it is large. In addition, you may make it change the operation expression of the amount of amendments by whether said phase PH=6 occurred.

[0094] When the inertia phase start time IT is contained between the minimum time amount AT and the upper limit time amount BT on the basis of the command value crookedness time amount ST, the folding point command value D4 is not amended.

[0095] In the field in which the change in the folding point command value D4 has fixed relation to the change in thetaTH, for example like the field QE of drawing 23 on the occasion of rewriting of the data map of the folding point command value D4 whenever [ throttle valve-opening ], it is desirable to carry out study amendment so that the correlation may be maintained. That is, although there is a correlation to which the folding point command value D4 also becomes large in Field QE as thetaTH becomes large whenever [ throttle valve-opening ], it is (a) of drawing 24, for example. When amendment [ like ] is performed, the correlation stops realizing. For this reason, as shown in drawing 24 (b), it rewrites about other folding point command values D4 in Field Q so that the above-mentioned correlation may be maintained.

[0096] Thus, since an inertia phase is started to predetermined timing to the command value crookedness time amount ST irrespective of individual difference, aging, etc. whenever it carries out study amendment of the folding point command value D4, when it originates in individual difference or aging and the generating timing of an inertia phase shifts, it is prevented that a gear change shock occurs or the endurance of the friction material of a brake B3 falls.

[0097] Moreover, without caring about delay, or AKYUMU and the shock of gear change, priority can be given to a shock at the time of the power OFF, such as Accelerator OFF, and it can let oil pressure inclination lie down at it.

[0098] Moreover, thetaTH can learn low voltage standby pressure required for the piston stroke of the oil hydraulic cylinder 52 of a brake B3 whenever [ throttle valve-opening ] by deducting a part for the oil pressure equivalent to an input torque from the folding point command value D4 (or folding point oil pressure PB3\*) of the super-low opening of an abbreviation close by-pass bulb completely.

[0099] Moreover, since dispersion in inertia phase initiation timing decreases, only by the rotational-speed sensor, detection can presume the degree of completion of the difficult torque phase, and can use for initiation of various gear change control, for example, the torque down control from just before inertia phase initiation, etc. It is also possible by abolishing the sensor for torque phase detection to aim at a cost cut.

[0100] Moreover, by learning the optimal folding point command value D4 (or folding point oil pressure PB3\*), the accelerator pedal 150 under control of others using the folding point command value D4 (or folding point oil pressure PB3\*), for example, gear change, steps on, it increases, and the shock and dispersion at the time of operation of \*\*s, such as control, are reduced at the time of the re-engagement after step on return or brake B3 release.

[0101] In addition, also in oil pressure devices with an accumulator, such as brake B-2, a folding point can be detected using an oil



pressure sensor or oil pressure estimation logic, and study amendment of line pressure or the accumulator back pressure can be carried out.

[0102] Moreover, while fixing the oil pressure inclination (command value inclination) of phase PH=4, it may be made for study to amend sweep time amount T four, and while fixing sweep time amount T four, you may make it study amend oil pressure inclination (command value inclination).

[0103] Drawing 25 is a timing diagram explaining the case where torque down control of an engine 10 is performed at the time of the above-mentioned 1 → 2 up shifting, a torque down is started in feedforward before the inertia phase initiation timing expected, and the amount of torque downs at that time is also enlarging gradually, and the endurance of a gear change shock and the friction material of a brake B3 is improved. This is study-amended [ of study amendment of the above-mentioned folding point command value D4, sweep time amount T four, or the oil pressure inclination (command value inclination) of phase PH=4 ], and in other words, it is performed on the assumption that study amendment of the direct contact pressure control of the oil hydraulic cylinder 52 of a brake B3 is carried out, so that an inertia phase may always be started from the command value crookedness time amount ST to predetermined timing.

[0104] When it explains concretely, it is the gear change output time amount t1. While considering as criteria and predicting the time amount (A5+B5) by said inertia phase start time IT it was beforehand set up from the prediction time amount (A5+B5) – appearing above – time amount C5 the deducted time amount (A5+B5-C5) – gear change output time amount t1 from – when it passes, torque down control is started. Time amount A5 What is necessary is to be the time amount which said phase PH=4 end, and just to add the setup time T2, T3, and T four. Moreover, time amount B5 What is necessary is to be the time amount from the command value crookedness time amount ST to the inertia phase start time IT, and just to use the minimum time amount AT, in preventing certainly the endurance fall of the average (AT+BT) of the minimum time amount AT and the upper limit time amount BT / 2, or friction material when study amendment of the folding point command value D4 is performed like said drawing 21 and drawing 22. Torque down control of an engine 10 can be performed by closing control of a throttle valve 156.

[0105] If it does in this way, the input torque before and behind initiation of the inertia phase which influences the endurance of the friction material of a brake B3 greatly can be reduced certainly.

[0106] Moreover, in order to start a torque down from before inertia phase initiation, even if it lowers the engagement oil pressure PB3 somewhat, the relation of "the engagement torque > input torque of a brake B3" can attain now promptly after a torque down, and the range compatible in endurance and a shock spreads. Thereby, the cost for endurance reservation, such as reducing the number of sheets of for example, friction material, is reducible.

[0107] Moreover, since initiation of an inertia phase is predicted in this way and a torque down is started before it, \*\* is effectively utilizable also by the bad torque down technique of responsibility, such as throttle closing control, expecting response delay and starting in feedforward. The torque down by throttle closing control can perform torque down control with positive and high dependability, although responsibility is bad.

[0108] When changing the engagement condition of said brake B3 by whether it is Accelerator OFF in the example below drawing 16, drawing 26 is a flow chart explaining the contents of signal processing performed by said electronic control 178 for gear change, and is repeatedly performed in the predetermined cycle time. Drawing 27 is the time amount t1 of Power ON which is an example of the timing diagram at the time of control activation of drawing 26, and thetaTH is opening whenever [ throttle valve-opening ]. It sets, a 1 → 2 up-shifting command is outputted, the 1-2 shift bulb 70 is switched, and it is time amount t2. It sets, thetaTH serves as an abbreviation close by-pass bulb completely whenever [ throttle valve-opening ], and it is time amount t3. It is the case where treading-in actuation of the accelerator pedal 150 is carried out again. The up shifting control performed according to the flow chart of this drawing 26 is equivalent to the example of the 3rd invention, a brake B3 and an oil hydraulic cylinder 52 are equivalent to the friction engagement equipment of the 3rd invention, and an oil hydraulic cylinder, respectively, and the linear solenoid valve SLU which carries out direct contact pressure control of the oil pressure PB3, and said B-3 control valve 78 are equivalent to pressure regulation equipment. moreover, the inside of a series of signal processing by the electronic control 178 for gear change -- drawing 26 -- each -- the part which performs step Q3-1-Q3-6 is functioning as an engagement release control means.

[0109] Drawing 26 is performed in parallel to the time of activation of the flow chart of said drawing 16 and drawing 17, and it sets a flag F2 by step Q3-6 step Q3-1 while the idle contact of the throttle sensor 164 judges whether it is ON, and it releases a brake B3 by step Q3-5, when thetaTH is the accelerator OFF of an abbreviation close by-pass bulb completely whenever [ ON, i.e., throttle valve-opening, ]. Step Q Release of the brake B3 of 3-5 holds the piston of an oil hydraulic cylinder 52 by the oil pressure control by said linear solenoid valve SLU to the stroke by the side of engagement by the piston of an oil hydraulic cylinder 52, and the neighborhood, without making the low voltage standby B3, i.e., a brake, engaged, and is the low voltage standby command value DX. thetaTH is set as the value which deducted a part for the oil pressure equivalent to an input torque from the folding point command value D4 of the super-low opening of an abbreviation close by-pass bulb completely whenever [ throttle valve-opening ]. Since study amendment is carried out, the folding point command value D4 can hold the piston of an oil hydraulic cylinder 52 in the low voltage standby condition in a high precision. the above-mentioned step Q3-5 interrupt the flow chart of drawing 16 and drawing 17, and they are carried out preferentially -- having -- drawing 27 -- phase PH= -- step Q3-5 carry out at the time of 5 or 7 -- having -- the command value DSLU -- low voltage standby command value DX up to -- it is the case where it is dropped.

[0110] On the other hand, when step Q3-1 is NO, at the time of the accelerator ON of OFF of an idle contact, step Q3-2 are performed and a flag F2 judges whether it is ON. When the initial value of a flag F2 is OFF, and it ended as it is in OFF at first in the case of the up shifting of Accelerator ON, but treading-in actuation of the accelerator pedal 150 is carried out in the middle of the up shifting (off-rise) of Accelerator OFF, or when it becomes Accelerator OFF while having been the up shifting of Accelerator ON and treading-in actuation of the accelerator pedal 150 is carried out again after that, a flag F2 is ON, and it performs less than [ step Q3-3 ] continuously.

[0111] Step Q While setting up "4" as a phase PH, a timer Tim4 is reset to 0 and a time check is made to newly start in 3-3. Moreover, a flag F2 is cleared in the following step Q3-4. Therefore, direct contact pressure control by said drawing 16 and drawing 17 R> 7 will be performed from the condition of phase PH=4, and it is made for a brake B3 to be engaged promptly after that.

[0112] By the way, at the time of treading-in actuation of an accelerator pedal 150, although changing rapidly is common as for thetaTH as shown in drawing 27, it sets [ whenever / throttle valve-opening / corresponding to the accelerator pedal control input ACC / whenever / such throttle valve-opening ] up the folding point command value D4 using thetaTH2 whenever [ amendment throttle valve-opening / which added raw \*\* equivalent to the response delay of an engine 10 ] at the time of change of thetaTH. Moreover, command value DSLUi in phase PH=4 On the occasion of a setup, the folding point command value D4 is calculated for every cycle based on thetaTH2 whenever [ amendment throttle valve-opening / which goes up for every cycle ], and it is the above (4) about the folding point command value D4. It substitutes for a formula and is the command value DSLUi. It computes. for example, (a) of drawing 28 a continuous line -- the process of phase PH=4 -- whenever [ throttle valve-opening ] -- thetaTH (or whenever

[ amendment throttle valve-opening ]  $\theta_{TH2}$  ) –  $\theta_{THa}$  from –  $\theta_{THb}$  It is drawing showing the command value DSLU at the time of changing. up to – It is  $\theta_{THa}$  at first. Corresponding folding point command value D4a It uses and is the command value DSLUi. Although computed, the folding point command value D4 also changes with change of  $\theta_{TH}$  (or  $\theta_{TH2}$ ) whenever [ throttle valve-opening ], and in the last, it is  $\theta_{THb}$ . Corresponding folding point command value D4b It becomes. Thereby, the command value DSLU is raised toward the always suitable folding point command value D4 at the time of change of  $\theta_{TH}$  whenever [ throttle valve-opening ], and an inertia phase is started to predetermined timing on the basis of the command value crookedness time amount ST which reaches the folding point command value D4.

[0113] In this example, although hydraulic oil is supplied at an oil hydraulic cylinder 52 in the case of Accelerator ON and a brake B3 is made engaged at the time of 1 ->2 up shifting, since an oil hydraulic cylinder 52 is released in the case of Accelerator OFF, even when it does not have the one way clutch, there is no possibility that it may be in an engine brake condition and a car may slow down. Namely, although engine brake will not act by slipping of an one way clutch F0 if a brake B3 is made engaged while said clutch C0 had been made engaged, engine brake (negative torque) occurs with the rotation fall of an engine 10 and a clutch C0 is released In this example, by releasing a brake B3, it is permitted that the input rotational speed NC 0 falls exceeding synchronous rotational speed (NOUT x  $\gamma_2$ ), and it is prevented that engine brake occurs. It becomes unnecessary therefore, to release a clutch C0 one by one at the time of 1 ->2 up shifting.

[0114] Moreover, the oil pressure PB3 supplied to an oil hydraulic cylinder 52 at the time of release of the above-mentioned brake B3 is the low voltage standby command value DX. Since it is controlled by corresponding low voltage standby pressure and the piston of an oil hydraulic cylinder 52 is held to the stroke at the time of engagement, and the neighborhood, when treading-in actuation of the accelerator pedal 150 is carried out, a brake B3 can be made engaged promptly, the 2nd \*\* gear stage can be formed, and driving force can be generated promptly.

[0115] In addition, although the above-mentioned example is a thing at the time of 1 ->2 up shifting, it is possible to perform same engagement release control during transit of the 2nd \*\* gear stage.

[0116] As mentioned above, although this etc. is 1 operation gestalt to the last although the example of this invention was explained to the detail based on the drawing, for example, said example explained 2->3 up shifting and 1->2 up shifting, this invention – depending on the configuration of an automatic transmission, it may be applied to other up shifting – can be carried out in the mode which added various modification and amelioration based on this contractor's knowledge.

---

[Translation done.]



## \* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DESCRIPTION OF DRAWINGS

## [Brief Description of the Drawings]

- [Drawing 1] It is a main point Fig. explaining the configuration of the transmission of the car with which this invention was applied.
- [Drawing 2] In the automatic transmission prepared in the car of drawing 1, it is a graph explaining relation with the combination of actuation of the hydraulic friction engagement equipment for attaining two or more gear stages and it.
- [Drawing 3] In the car of drawing 1, it is a block diagram explaining the electric configuration of the control device for controlling an engine and an automatic transmission.
- [Drawing 4] It is drawing showing a part of oil pressure control circuit of drawing 3.
- [Drawing 5] It is drawing showing the shift pattern of the shift lever of drawing 3.
- [Drawing 6] It is the side elevation of a steering wheel in which the rise range switch and down range switch of drawing 3 were prepared.
- [Drawing 7] It is a property for controlling the throttle actuator of drawing 3, and is drawing showing relation with thetaTH whenever [ accelerator pedal control input ACC and throttle.valve-opening ].
- [Drawing 8] It is drawing showing the gear change diagram used for gear change control by the electronic control for gear change of drawing 3.
- [Drawing 9] It is the flow chart which explains control at the time of the gear change at the time of 2->3 up shifting being performed in the equipment of drawing 1.
- [Drawing 10] It is a flow chart explaining a continuation of drawing 9.
- [Drawing 11] It is an example of the timing diagram which shows change of each part when gear change control is performed according to the flow chart of drawing 9 and drawing 10.
- [Drawing 12] It is the flow chart which explains another example of control at the time of the gear change at the time of 2->3 up shifting being performed in the equipment of drawing 1.
- [Drawing 13] It is a flow chart explaining a continuation of drawing 12.
- [Drawing 14] It is an example of the timing diagram which shows change of each part when control is performed according to the flow chart of drawing 12 and drawing 13 at the time of gear change.
- [Drawing 15] It is drawing explaining the relation of the throttle time delay CTAPDLY and Counter CBARP which are computed at step R8 of drawing 12.
- [Drawing 16] It is the flow chart which explains control at the time of the gear change at the time of 1->2 up shifting being performed in the equipment of drawing 1, and is for determining the phase PH at the time of performing direct contact pressure control of a brake B3.
- [Drawing 17] It is a flow chart explaining the actuation at the time of setting up the command value DSLU of the linear solenoid valve which performs direct contact pressure control for every phase PH determined by drawing 16.
- [Drawing 18] It is drawing explaining drawing 16 and the basic pattern of direct contact pressure control controlled according to the flow chart of drawing 17.
- [Drawing 19] It is an example of the timing diagram which shows change of each part when direct contact pressure control is performed according to the flow chart of drawing 16 and drawing 17.
- [Drawing 20] It is an example of the timing diagram at the time of performing direct contact pressure control using feedback control, and is drawing corresponding to drawing 19.
- [Drawing 21] It is drawing for explaining study amendment of drawing 16 and the folding point command value D4 in direct contact pressure control of drawing 17.
- [Drawing 22] It is drawing which explains study amendment of drawing 21 concretely.
- [Drawing 23] In study amendment of drawing 21, it is drawing explaining an example of the data map of the folding point command value D4 memorized considering thetaTH as a parameter whenever [ throttle valve-opening ].
- [Drawing 24] In case the data map of drawing 23 is rewritten by study amendment, it is drawing explaining the case where a fundamental correlation is maintained.
- [Drawing 25] It is an example of the timing diagram which shows change of each part in case torque down control is performed at the time of 1->2 up shifting.
- [Drawing 26] In direct contact pressure control of drawing 16 and 1->2 up shifting of drawing 17, it is a flow chart explaining the actuation in the case of releasing a brake B3 at the time of Accelerator OFF.
- [Drawing 27] It is an example of the timing diagram which shows change of each part when control of drawing 26 is performed.
- [Drawing 28] It is the command value DSLUi at step Q2-8 of drawing 17. In case it sets up, it is drawing explaining the case where thetaTH changes whenever [ throttle valve-opening ], and it is (a). Drawing and (b) which show change of the command value DSLU. It is drawing which explains relation with thetaTH whenever [ folding point command value D4 and throttle valve-opening ].

## [Description of Notations]

14: an automatic-transmission SLU:linear solenoid valve (pressure-regulation equipment) – NC0:input rotational-speed  
 NOUT :output rotational-speed A – 1 :synchronous duration B 1 :stroke time amount 52 and a 54:oil hydraulic cylinder 78:B-3  
 control valve (pressure-regulation equipment) 150: – an accelerator pedal (an accelerator operating member) The electronic control for  
 178:gear change A 184:oil-pressure control circuit 188: – store (stroke time-amount store) B-2 and B3:brake (friction engagement  
 equipment)

Step S4: Synchronous time amount presumption means

Step S5 - S9, S17-S19: Supply initiation control means

Steps R11 and R12: Input torque limitation means  
Step R14: Oil pressure amendment means  
Step Q3-1-Q3-6: Engagement release control means

---

[Translation done.]



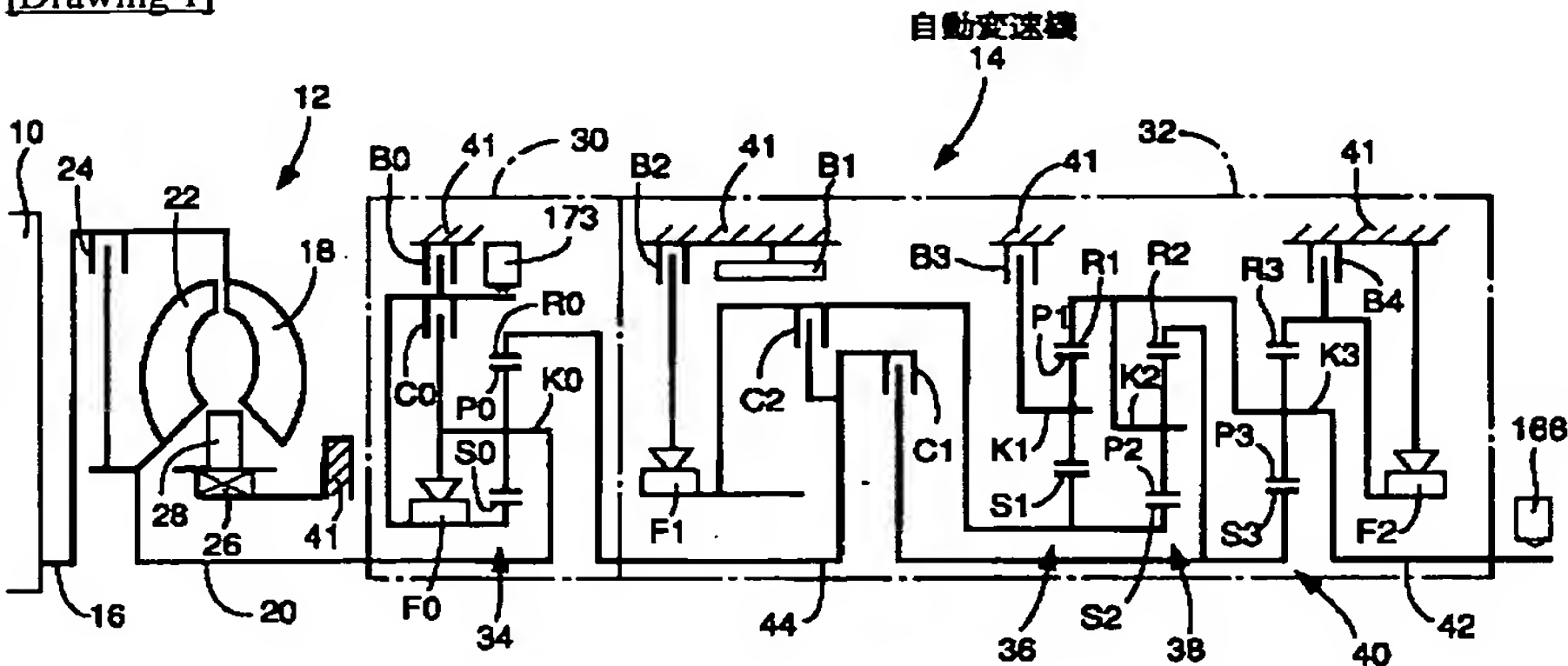
\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

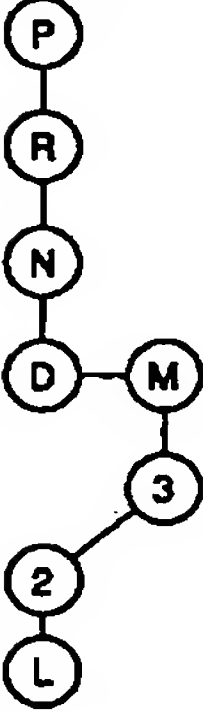
- 1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

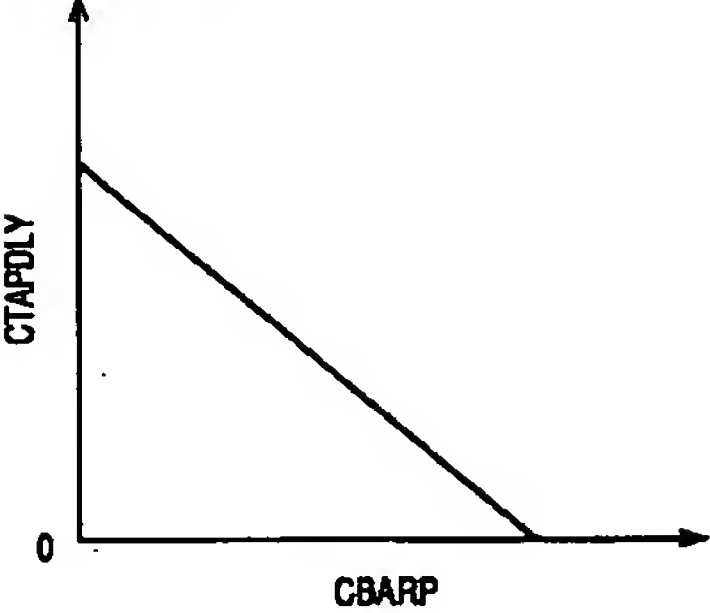
[Drawing 1]



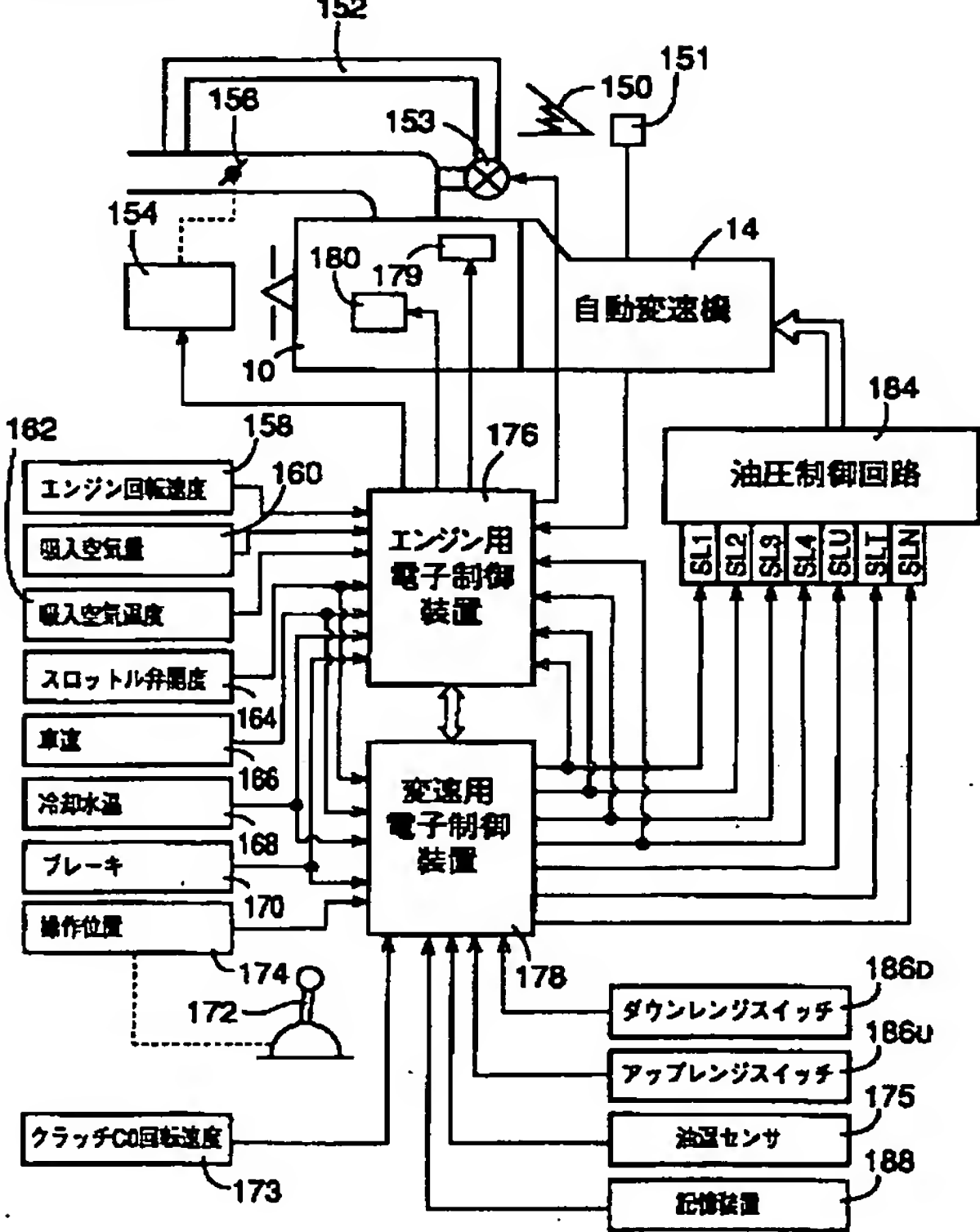
[Drawing 5]



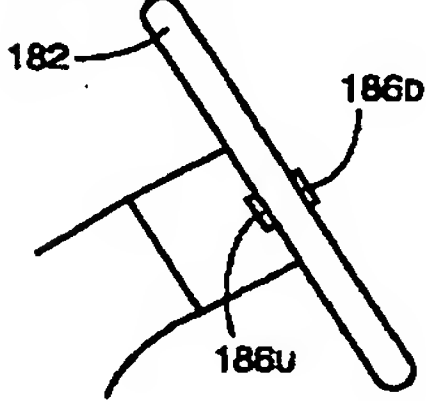
[Drawing 15]



[Drawing 3]

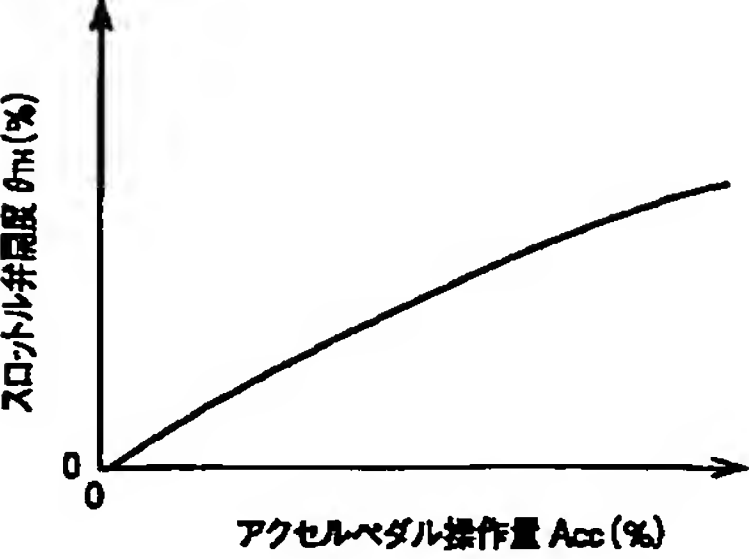


[Drawing 6]

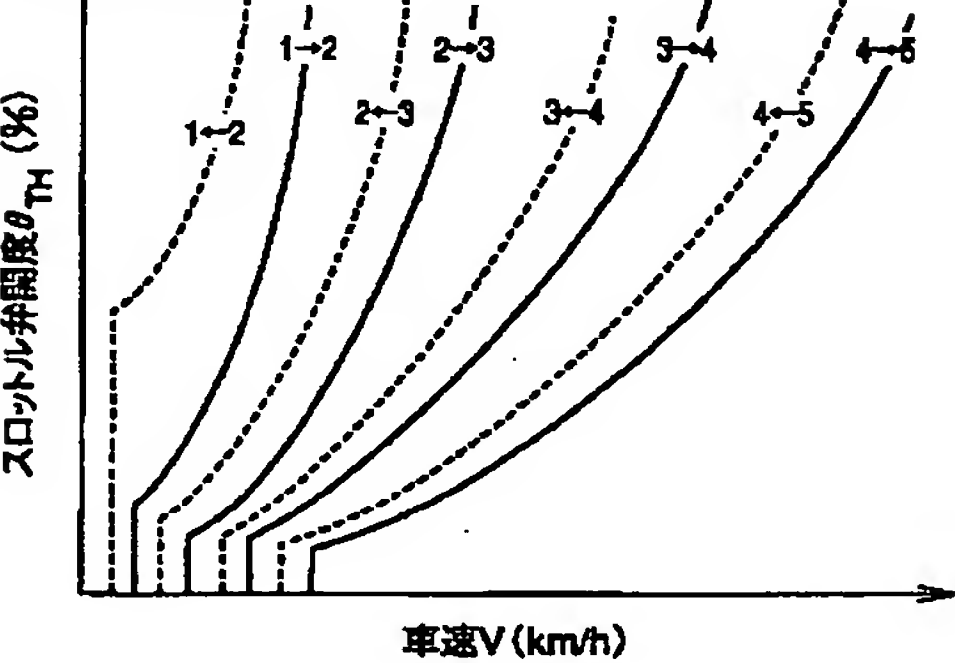




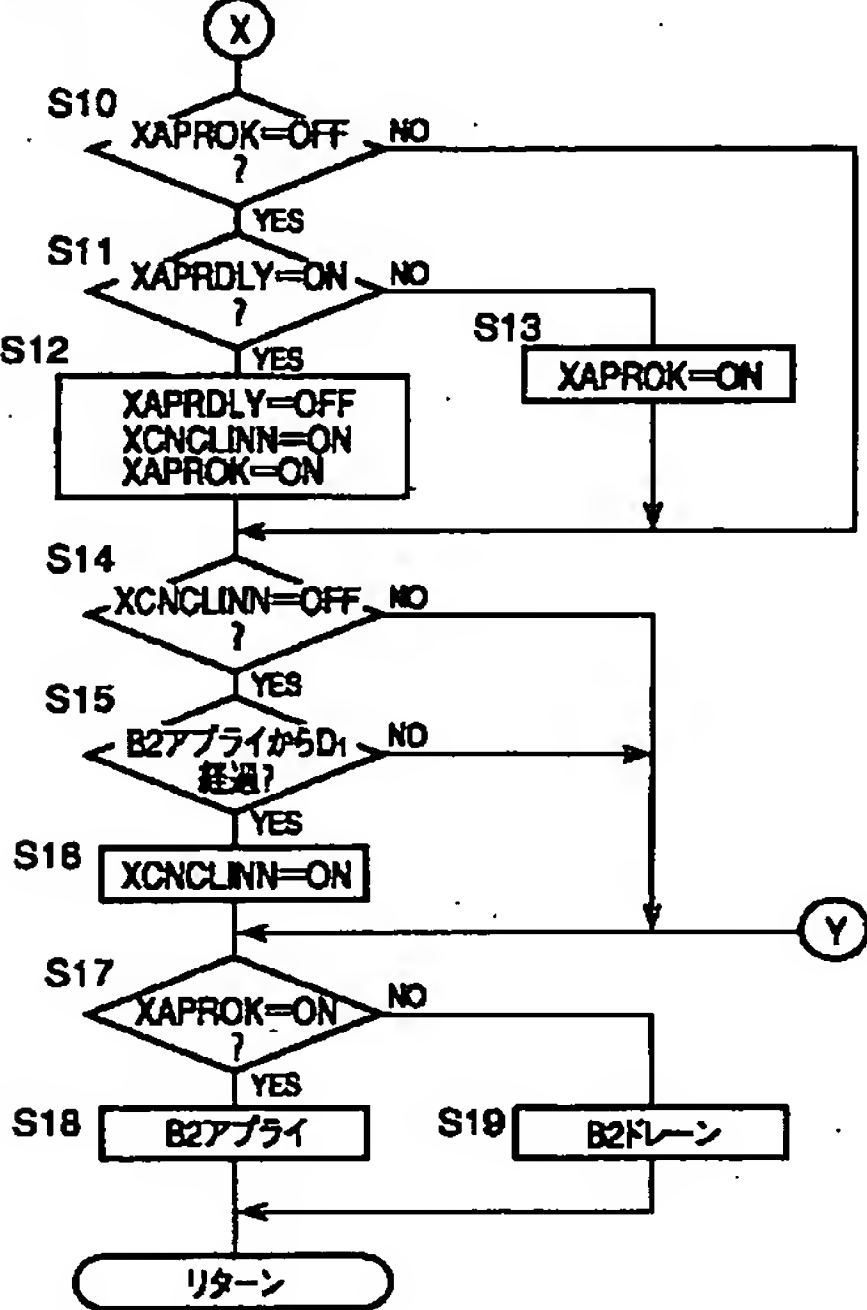
[Drawing 7]



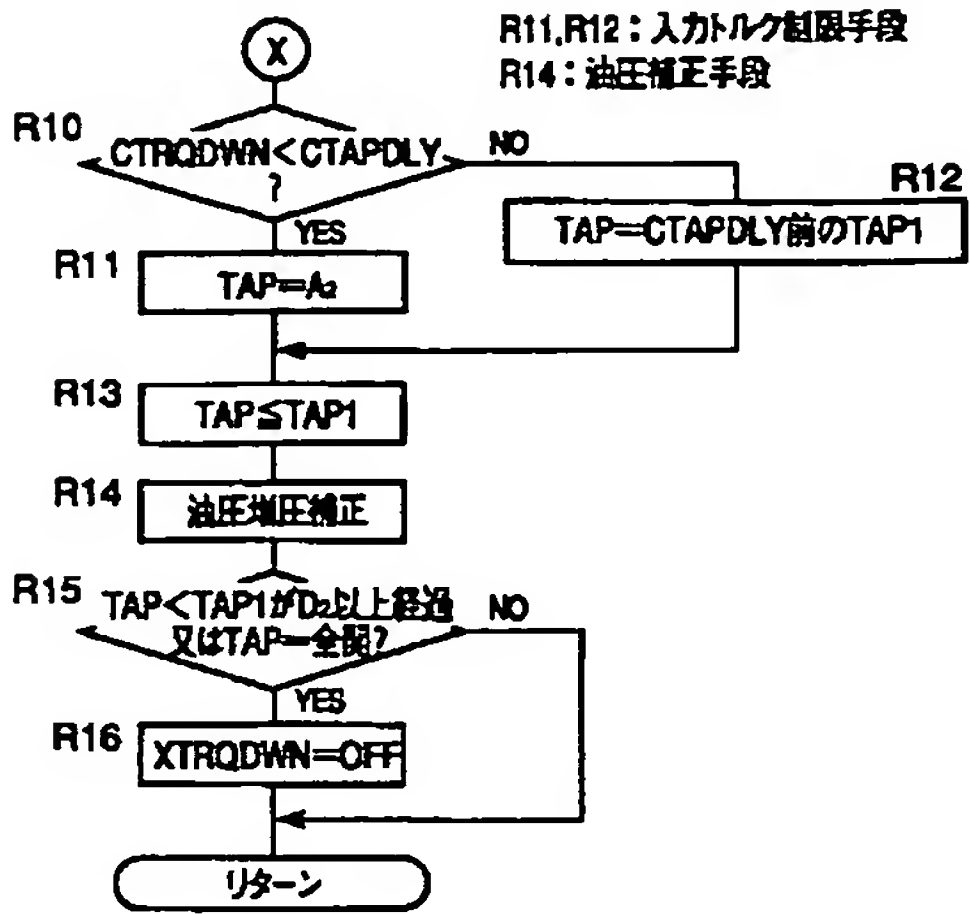
[Drawing 8]



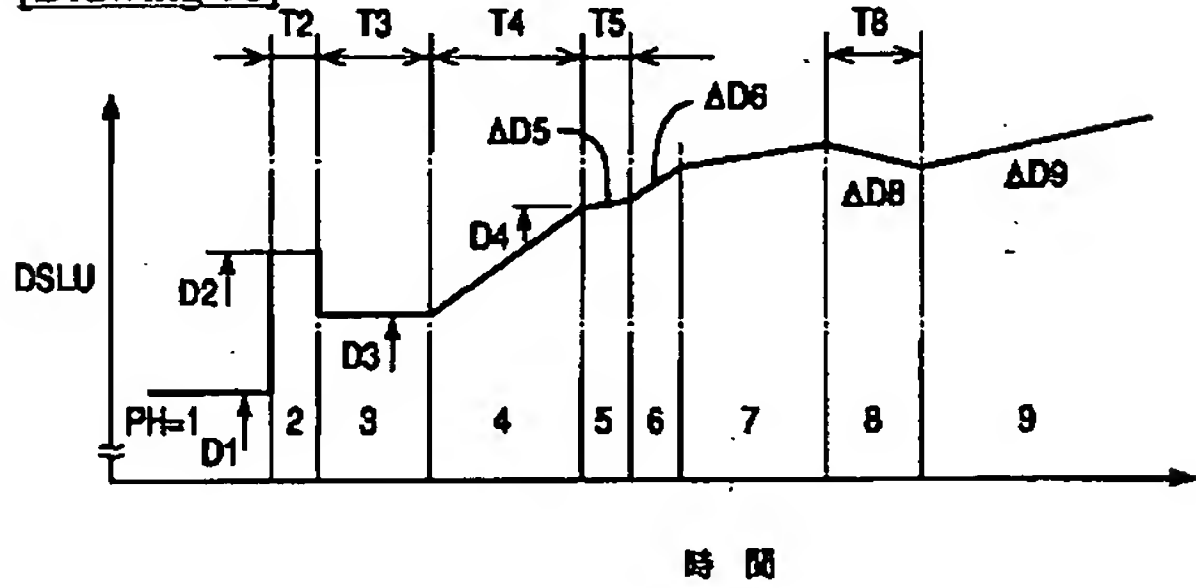
[Drawing 10]



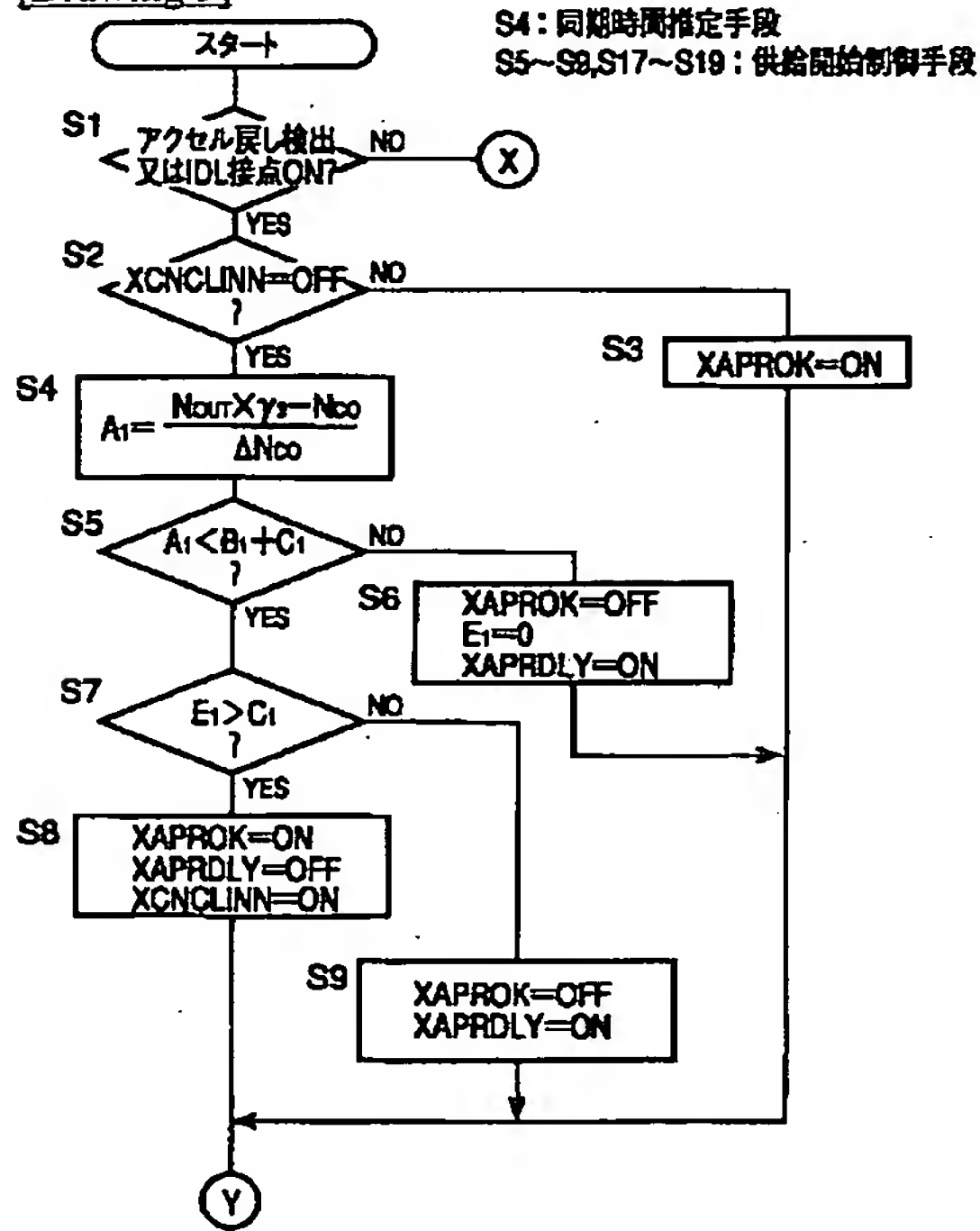
[Drawing 13]



[Drawing 18]

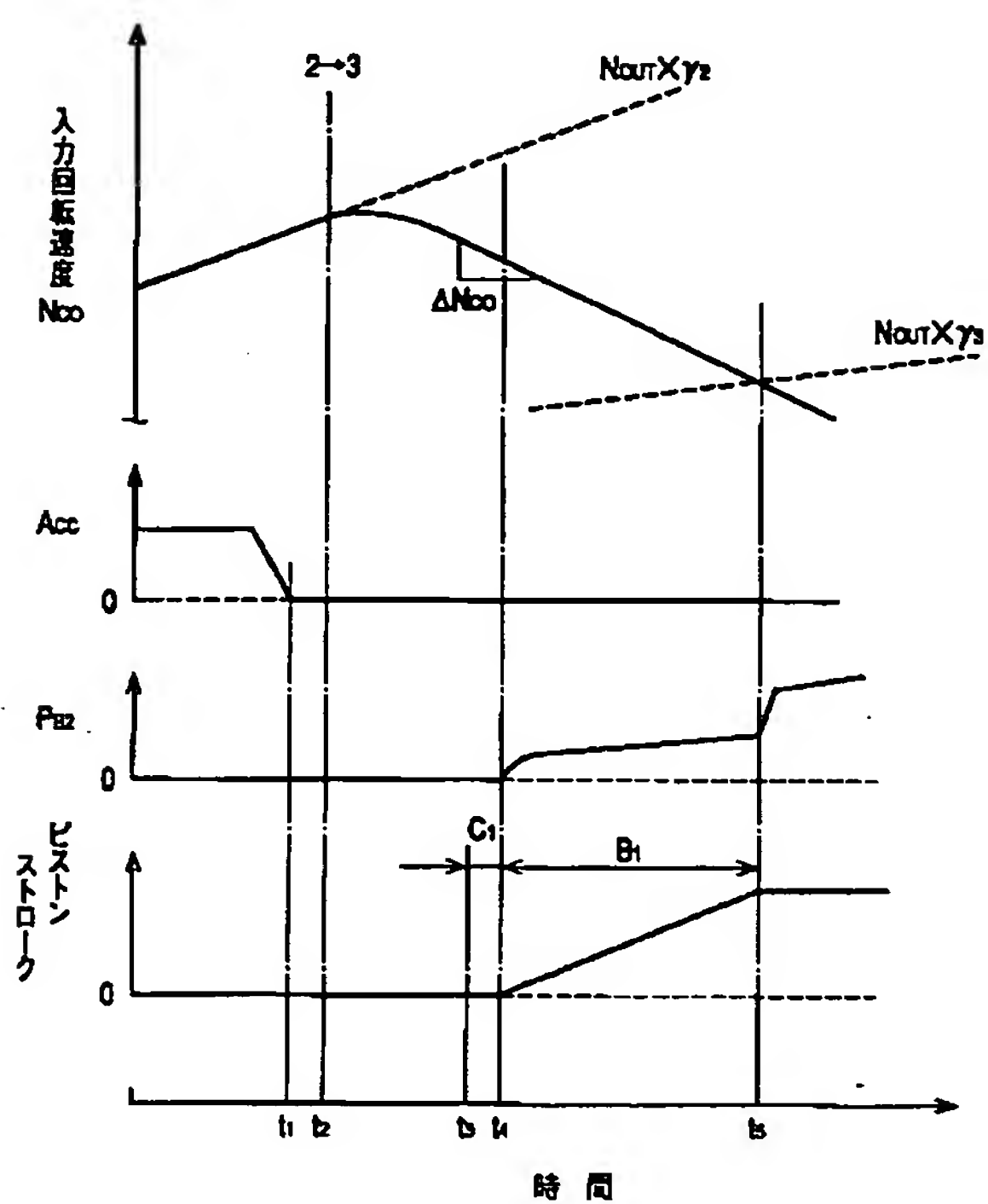


[Drawing 9]

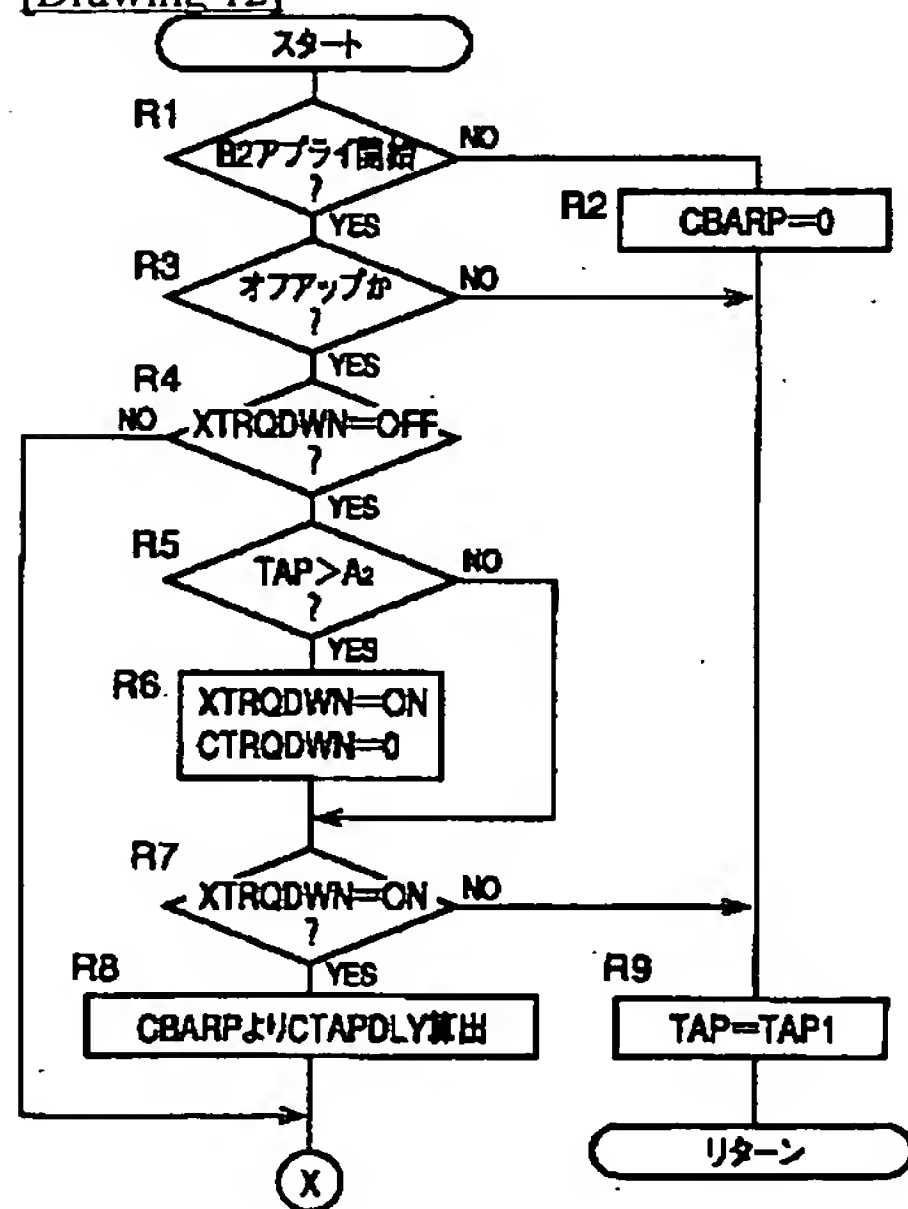


[Drawing 11]

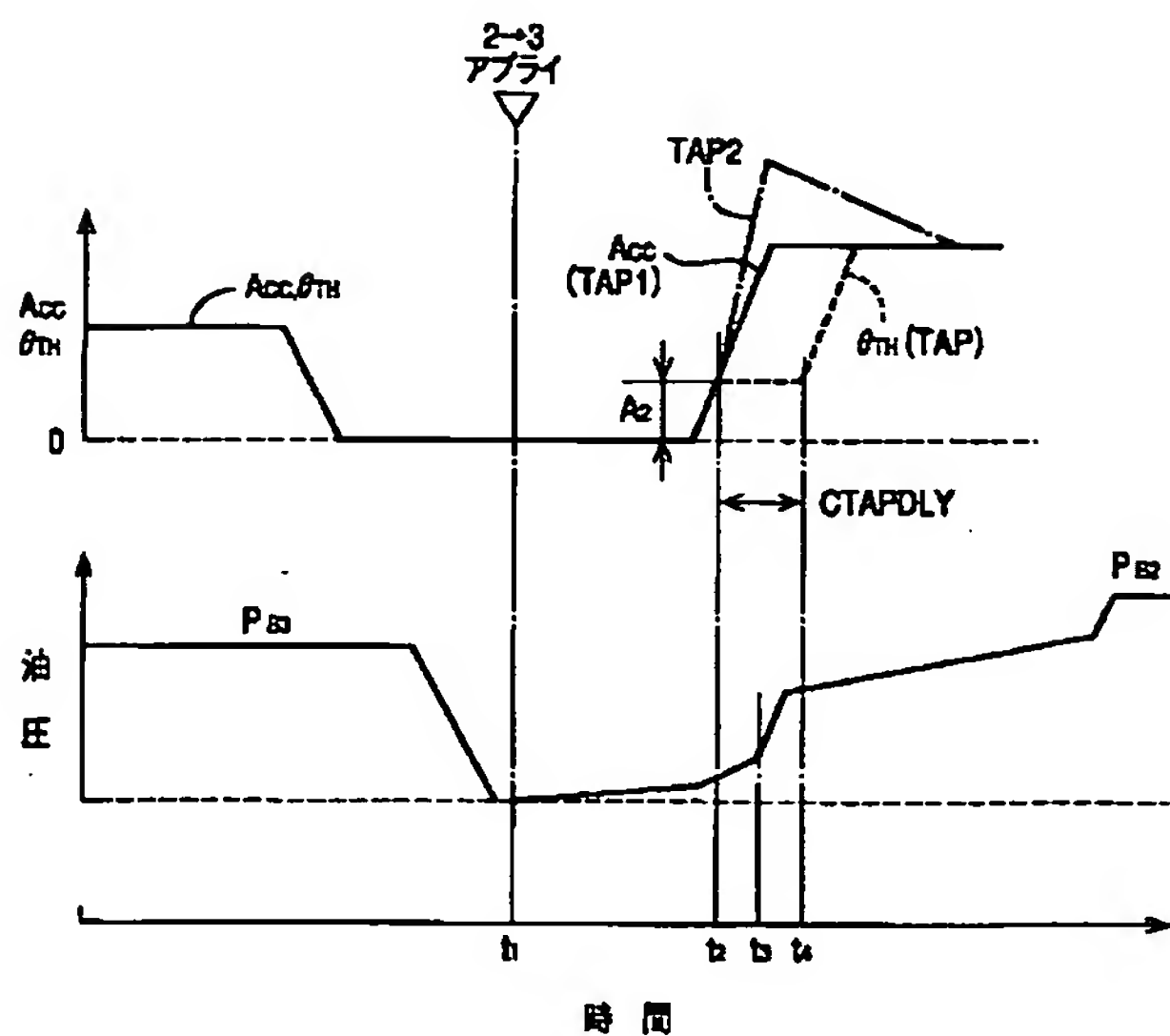




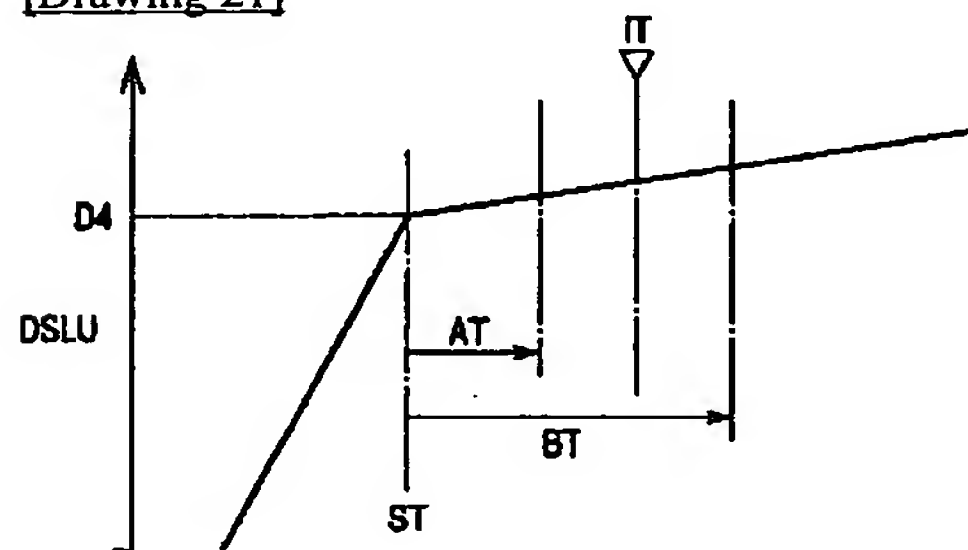
[Drawing 12]



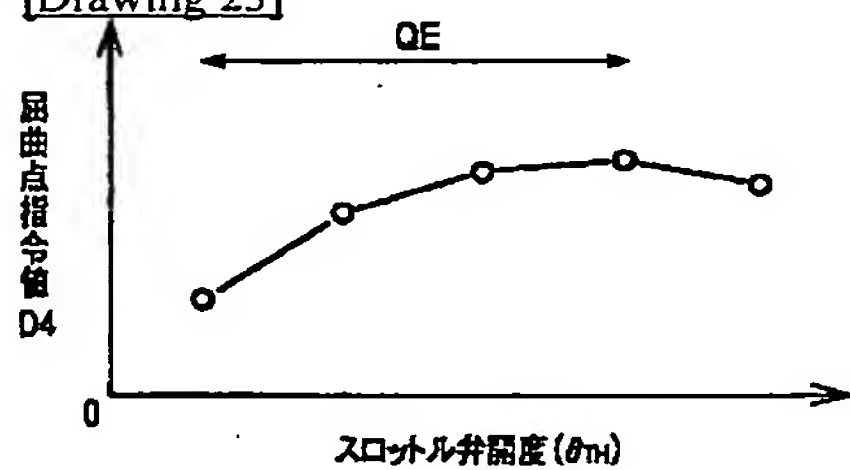
[Drawing 14]



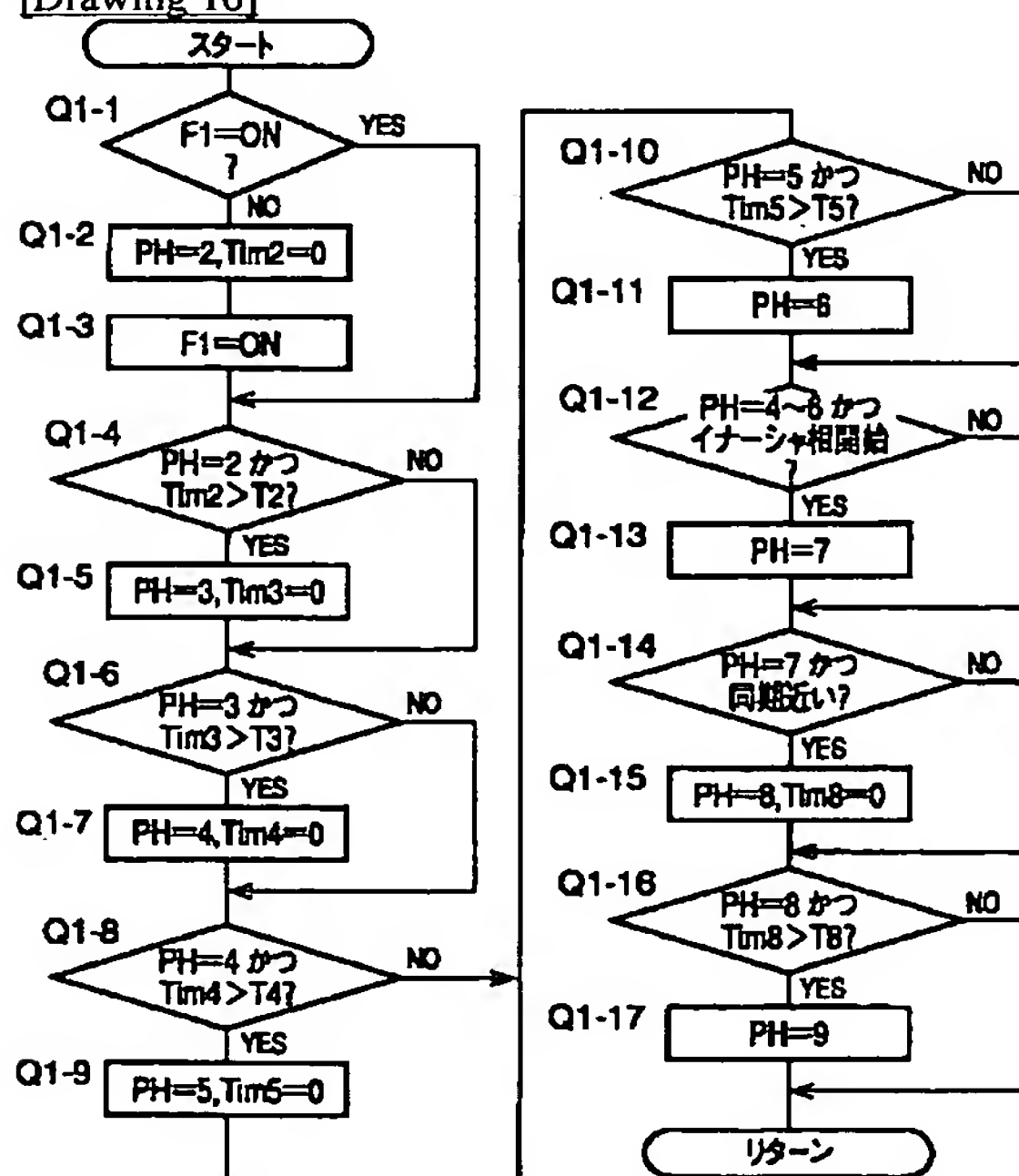
[Drawing 21]



[Drawing 23]

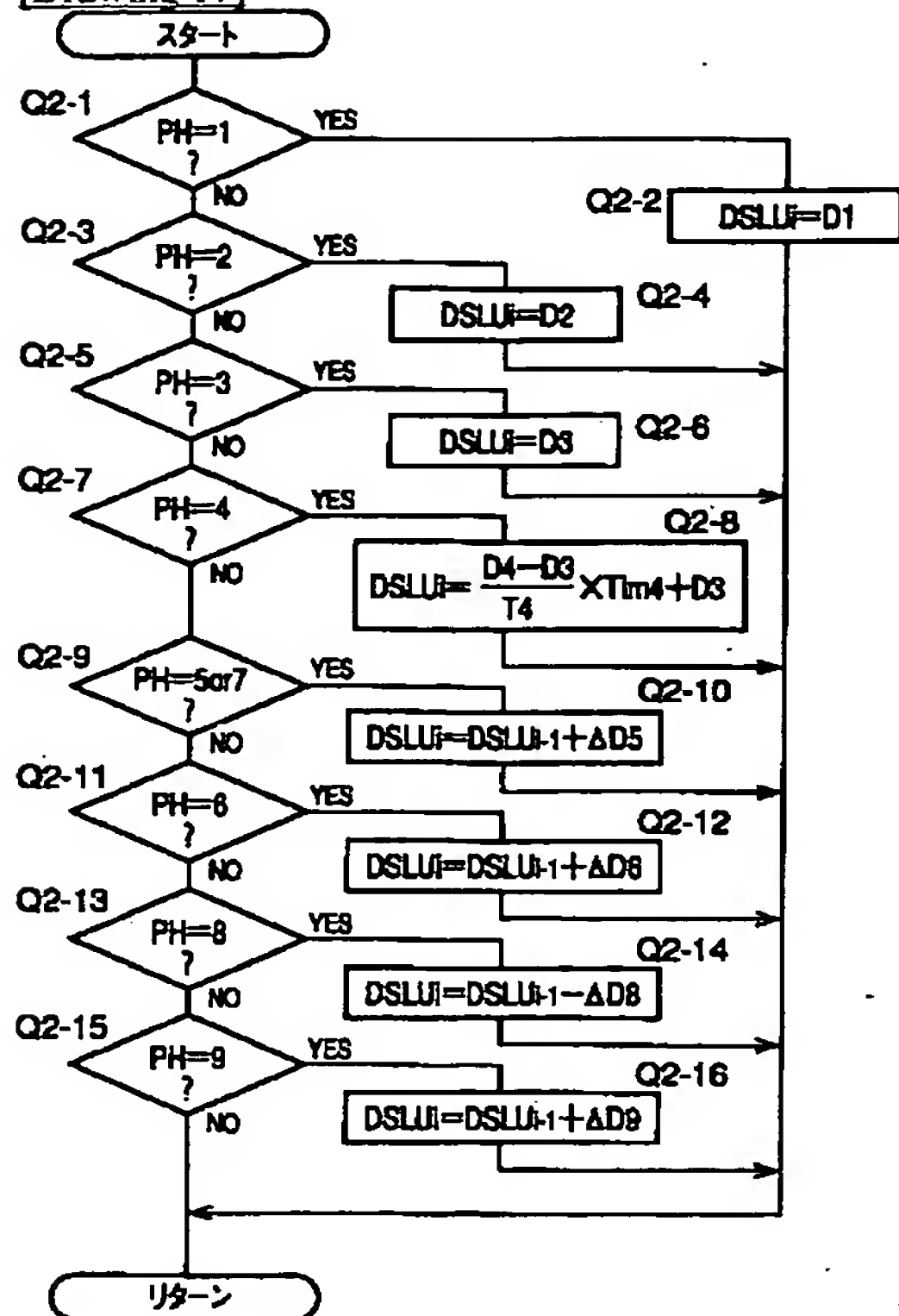


[Drawing 16]

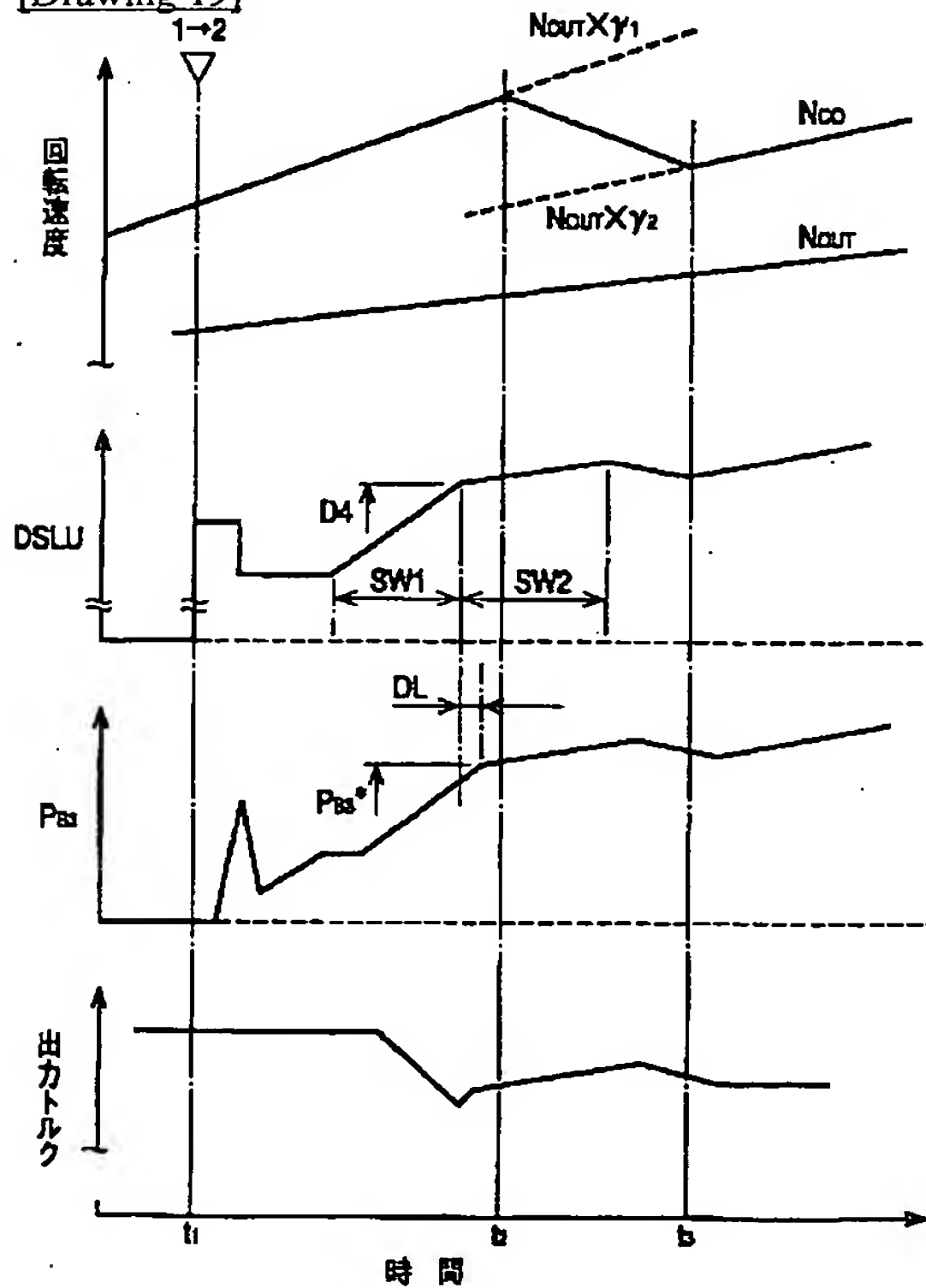




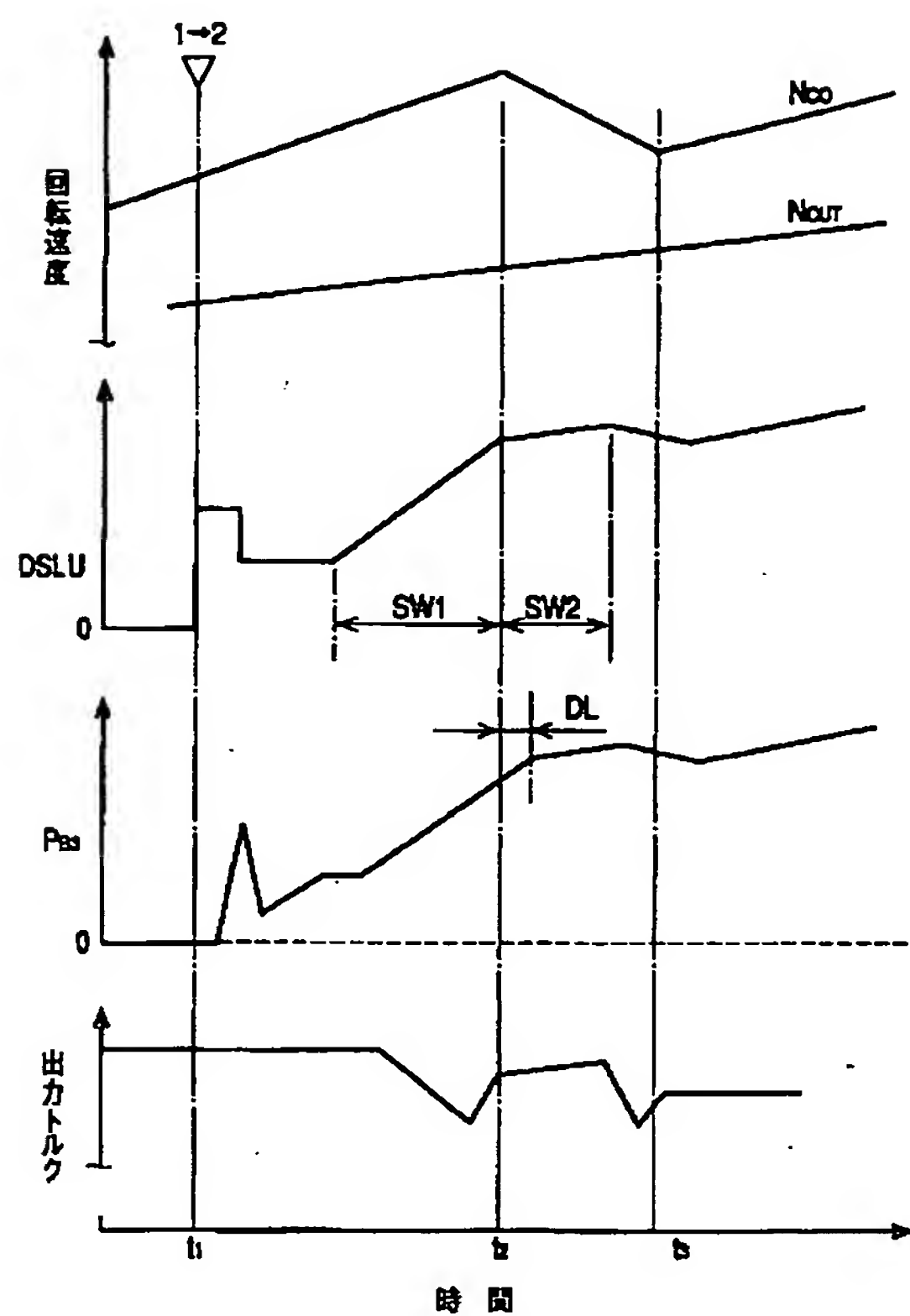
[Drawing 17]



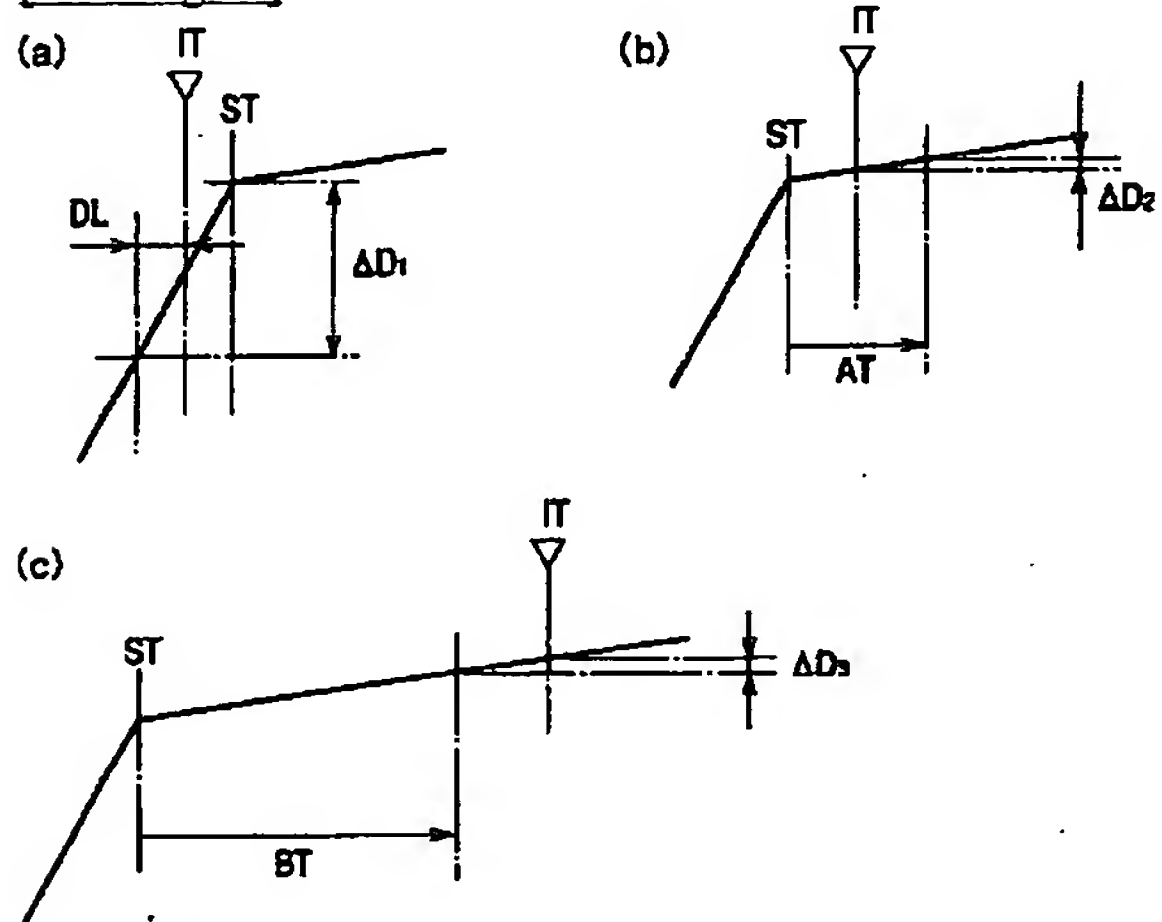
[Drawing 19]



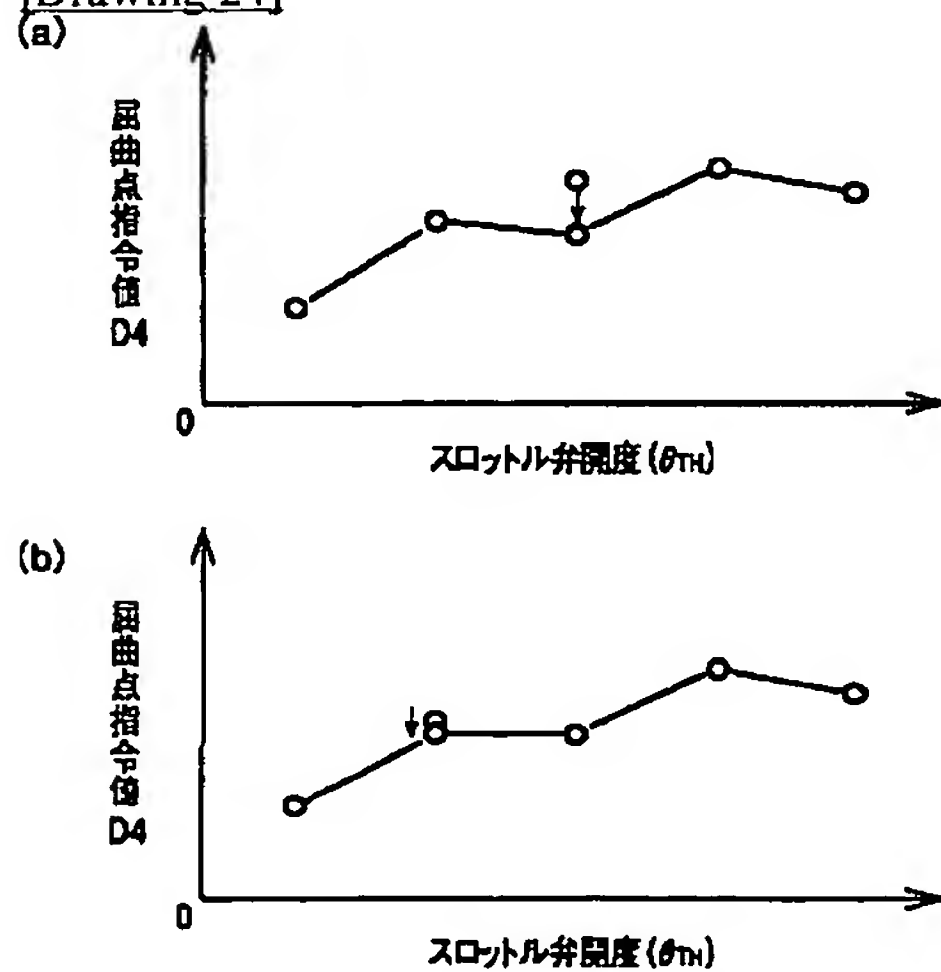
[Drawing 20]



[Drawing 22]

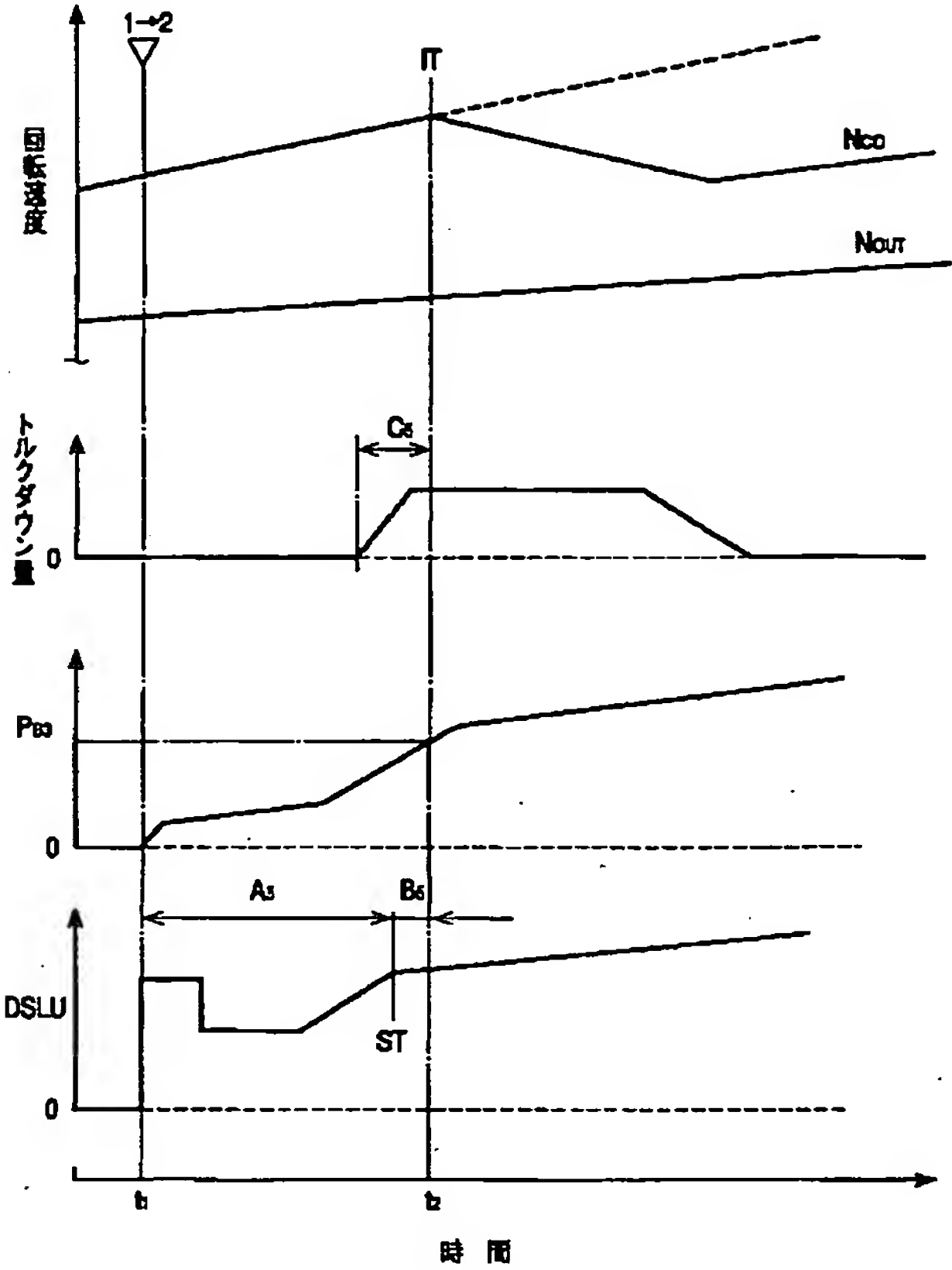


[Drawing 24]

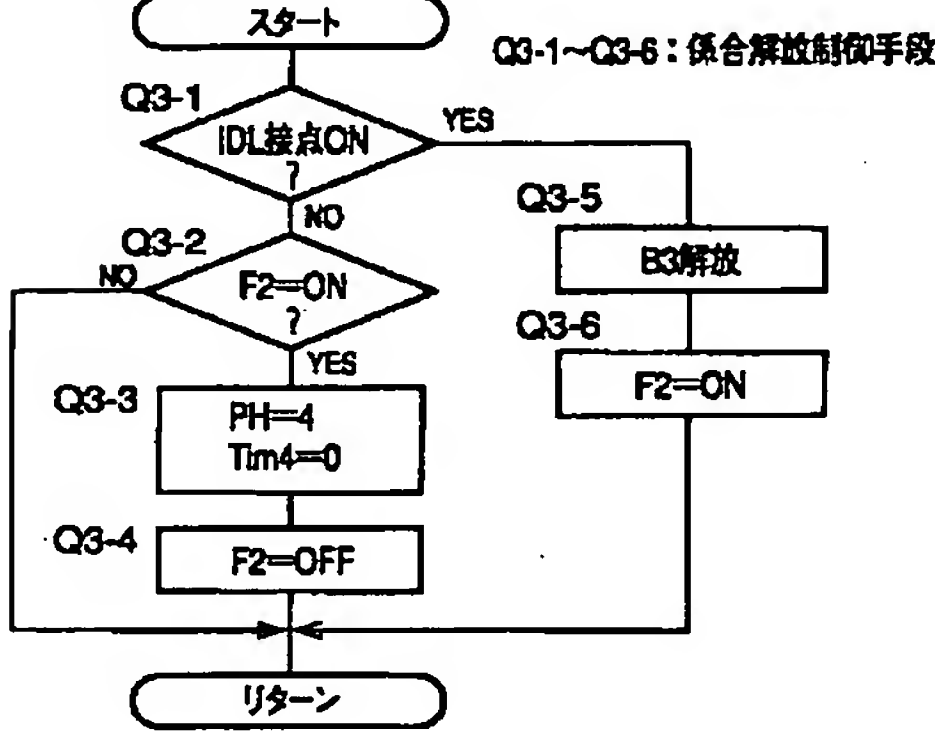




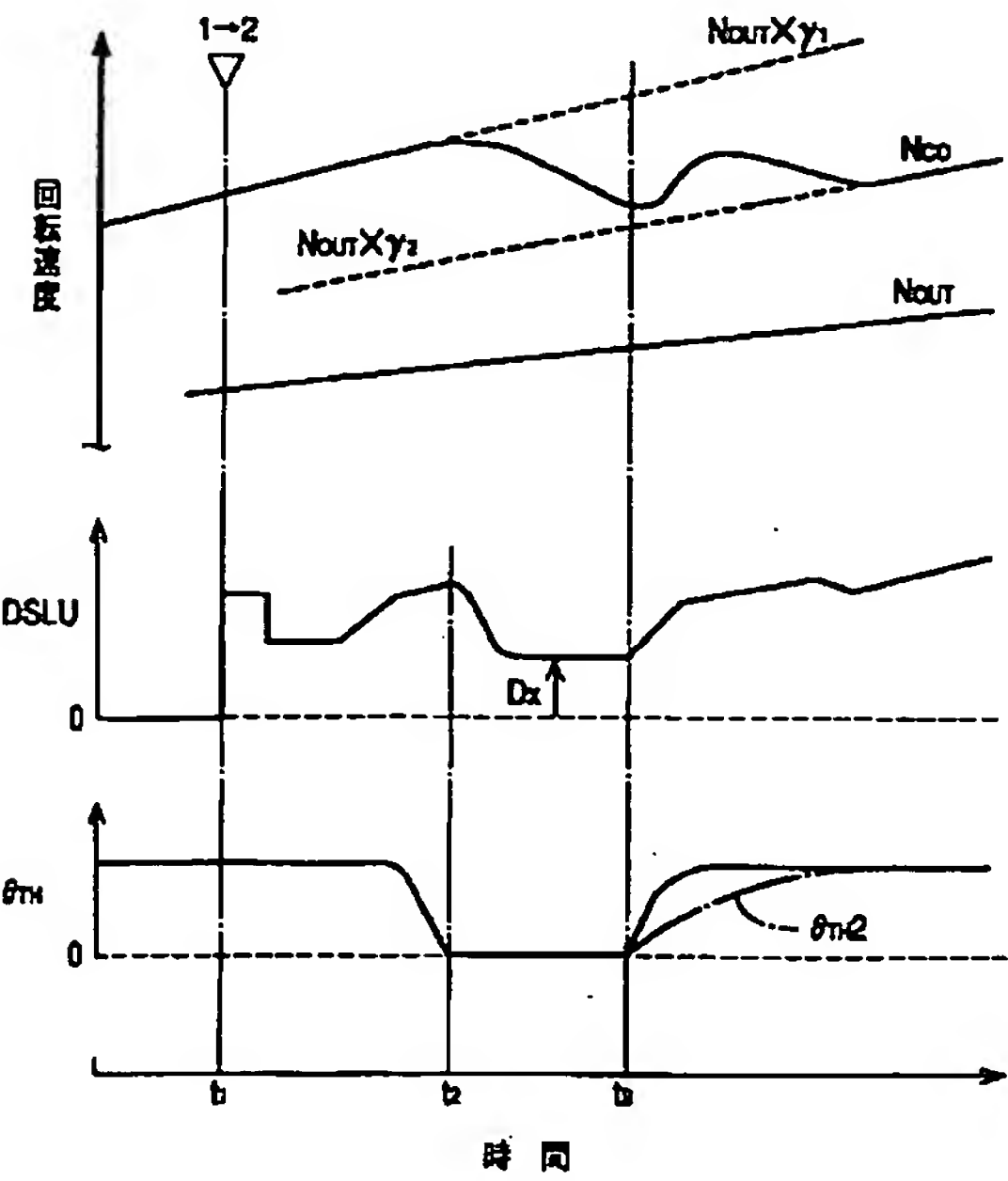
[Drawing 25]



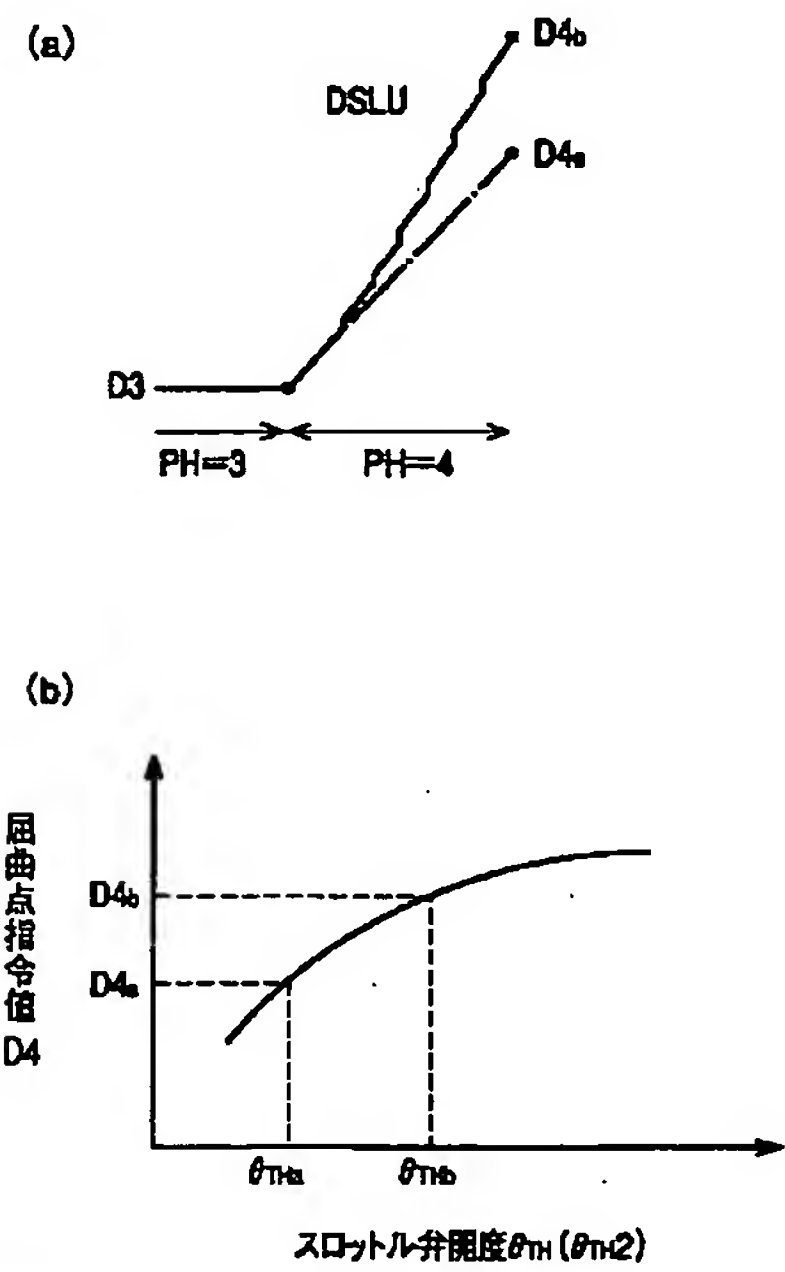
[Drawing 26]



[Drawing 27]



[Drawing 28]



[Translation done.]



## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-065679

(43)Date of publication of application : 16.03.2001

(51)Int.Cl.

F16H 61/04  
// F16H 59:20  
F16H 59:22

(21)Application number : 11-241790

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 27.08.1999

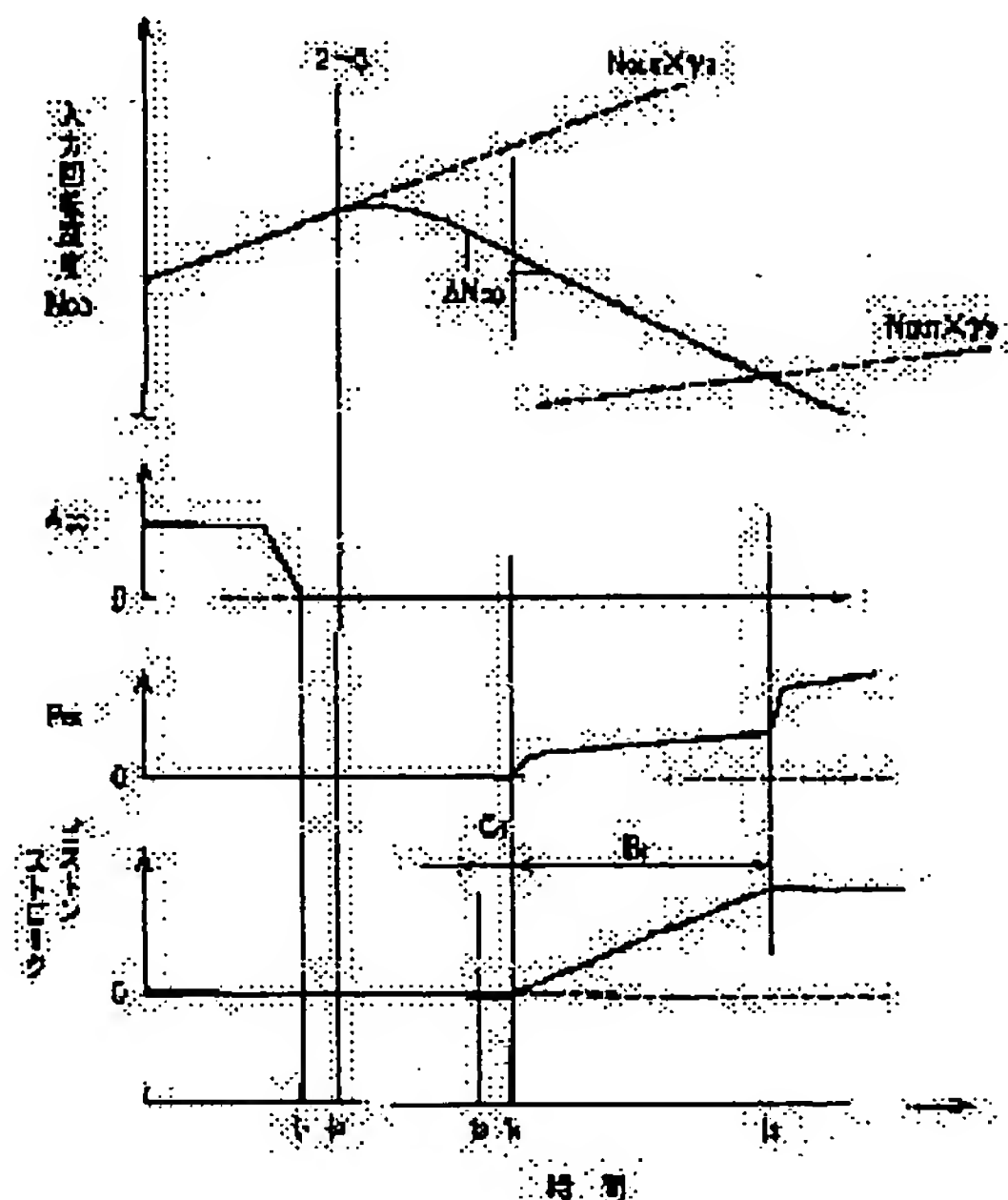
(72)Inventor : KONDO MASAMITSU  
NAKAMURA HIROYA

## (54) CONTROL DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION FOR VEHICLE

## (57)Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To optimally perform the up-shift during the time when an accelerator is turned off.

SOLUTION: In the case of up-shift from 2nd to 3rd stage during the time when an accelerator is turned off, the synchronous time to be required for reach of the input rotating speed NCO to the synchronous rotating speed ( $N_{OUT} \times \gamma_3$ ) is found on the basis of a changing speed  $\Delta NCO$  of the input rotating speed NCO, and when the synchronous required time nearly coincides with the stroke time B1 to be required for reach of a piston of a hydraulic cylinder of a brake to be engaged to the stroke end (time  $t_4$ ), supply of hydraulic fluid to the hydraulic cylinder is started. With this structure, the synchronous timing of the input rotating speed NCO and the engagement timing of the brake are discrepant between each other, and the generation of off-up shock due to the generation of clutch capacity before synchronization and the generation of drawback feeling can be restricted.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 20.06.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3427793

[Date of registration] 16.05.2003

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-65679

(P2001-65679A)

(43) 公開日 平成13年3月16日 (2001.3.16)

(51) IntCl.

識別記号

F I

テ-マ-ト\* (参考)

F 1 6 H 61/04

F 1 6 H 61/04

3 J 0 5 2

// F 1 6 H 59:20

59:22

審査請求 有 請求項の数 3 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号

特願平11-241790

(22) 出願日

平成11年8月27日 (1999.8.27)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 近藤 真実

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 中村 泰也

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸 (外2名)

Fターム(参考) 3J052 AA01 AA11 CA09 CA33 EA04

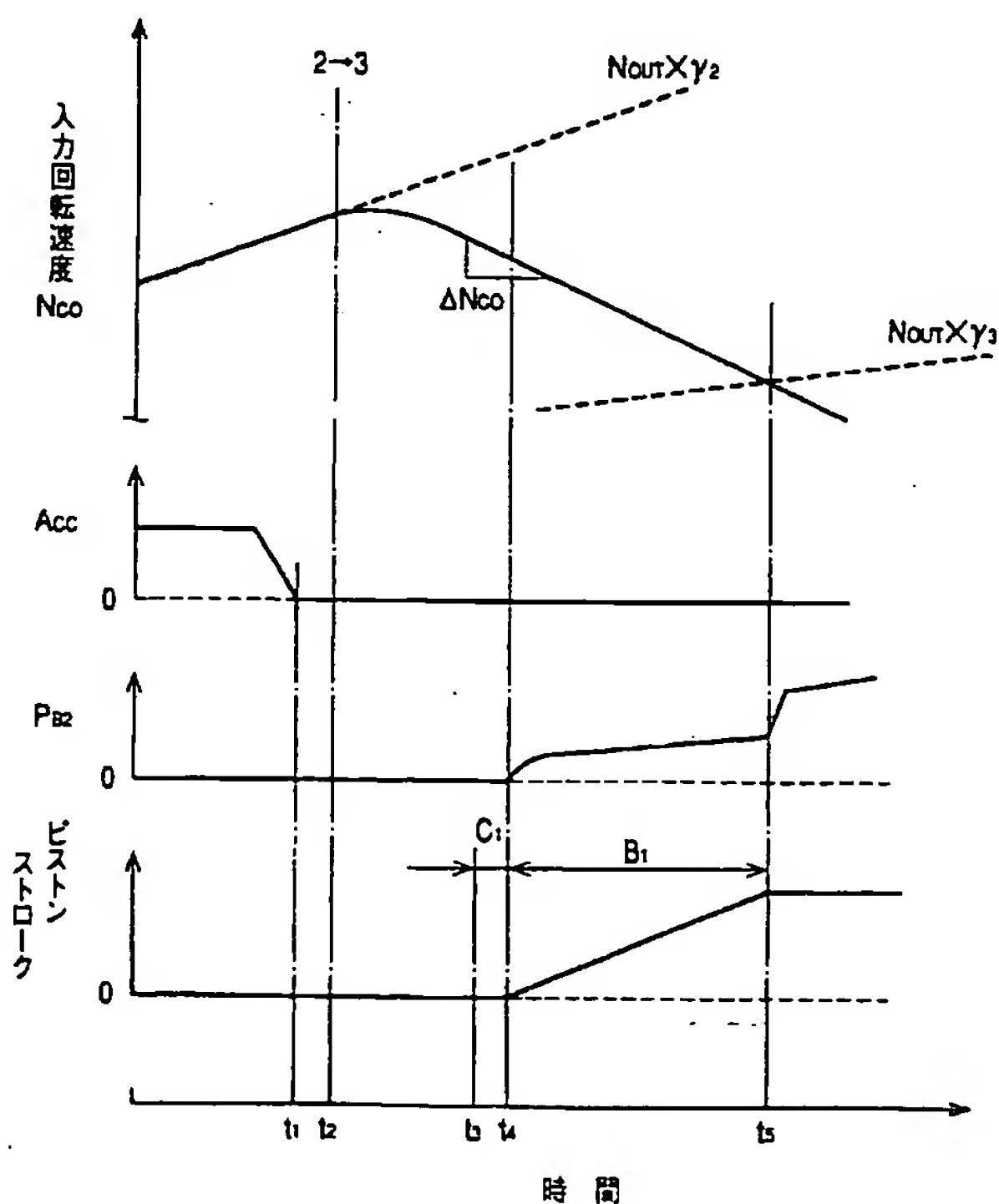
GC11 GC13 KA01

(54) 【発明の名称】 車両用自動変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 アクセルOFF時のアップシフトが適切に行われるようにする。

【解決手段】 アクセルOFFの2→3アップシフトにおいて、入力回転速度 $N_{co}$ の変化速度 $\Delta N_{co}$ に基づいて入力回転速度 $N_{co}$ が同期回転速度 ( $N_{out} \times \gamma_3$ ) に達するまでの同期所要時間 $A_1$ を求め、係合させるべきブレーキB2の油圧シリンダのピストンがストロークエンドに達するまでのストローク時間 $B_1$ と略一致した時間 ( $t_4$ ) に、その油圧シリンダに対する作動油の供給を開始する。これにより、入力回転速度 $N_{co}$ の同期タイミングとブレーキB2の係合タイミングとがずれて、同期前にクラッチ容量が発生することによるオフアップショックや、同期後にクラッチ容量が発生することによる引込み感の発生が抑制される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 油圧シリンダによって摩擦係合装置に係合させられることにより、変速比が小さい所定のギヤ段へアップシフトさせられる自動変速機と、前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置に係合させる油圧制御回路と、を有する車両用の自動変速機の制御装置において、パワーOFF状態のアップシフト中に、前記自動変速機の入力回転速度が該アップシフト後の同期回転速度に到達するまでの同期所要時間を推定する同期時間推定手段と、前記油圧シリンダのピストンストロークに要するストローク時間が予め記憶されたストローク時間記憶装置と、前記同期時間推定手段によって推定された同期所要時間と、前記ストローク時間記憶装置に記憶された前記ストローク時間とを比較して、前記油圧シリンダに対する作動油の供給開始時間を制御する供給開始制御手段と、を有することを特徴とする車両用自動変速機の制御装置。

【請求項 2】 油圧シリンダによって摩擦係合装置に係合させられることにより、変速比が小さい所定のギヤ段へアップシフトさせられる自動変速機と、前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置に係合させる油圧制御回路と、を有する車両用の自動変速機の制御装置において、パワーOFF状態のアップシフト中にアクセル操作部材が増大操作された場合には、前記摩擦係合装置の耐久性を損なうことがない所定のトルク容量を確保するために必要な間だけ入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、該入力トルク制限手段によって入力トルクが制限される時に、前記油圧制御回路の油圧を高くして前記油圧シリンダに対する作動油の供給速度を速くする油圧補正手段と、を有することを特徴とする車両用自動変速機の制御装置。

【請求項 3】 油圧シリンダによって摩擦係合装置に係合させられることにより、変速比が小さい所定のギヤ段へアップシフトさせられる自動変速機と、前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置に係合させるとともに、該油圧シリンダに供給する作動油の油圧を制御する調圧装置を備えている油圧制御回路と、を有する車両用の自動変速機の制御装置において、アップシフト時にアクセルONの場合には前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置に係合させるが、アクセルOFFの場合には前記油圧シリンダのピストンを係合時のストロークエンド近傍に保持しながら前記摩擦係合装置を解放するように前記調圧装置によって油圧を制御する係合解放制御手段を有することを特徴と

する車両用自動変速機の制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は車両用自動変速機の制御装置に係り、特に、パワーOFF時のアップシフトに関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】(a) 油圧シリンダによって摩擦係合装置に係合させられることにより、変速比が小さい所定のギヤ段へアップシフトさせられる自動変速機と、(b) 前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置に係合させる油圧制御回路と、を有する車両用の自動変速機が広く知られている。特開平9-295526号公報に記載されている装置はその一例で、アクセルOFF時のアップシフト中にアクセルがON操作された場合には、アップシフトが終了するまでエンジン出力を制限するようになっている。また、特開平9-170654号公報には、前記油圧シリンダに供給する作動油の油圧を制御する調圧装置が設けられ、アップシフト時に油圧を所定の勾配で変化させたり、入力回転速度が所定の変化速度で変化するように油圧をフィードバック制御したりするようになっている。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このような車両用自動変速機の制御装置においても、必ずしも十分に満足できるものではなく、依然としてアップシフト時の制御として改良の余地があった。例えばアップシフト中にアクセルがON操作された場合に、アップシフトが終了するまでエンジン出力を制限すると、もたつき感を生じることがあるし、アクセルOFF時に摩擦係合装置に係合させると、エンジンブレーキ状態になり、運転者の意に反して車両が減速する場合がある。また、前記調圧装置を備えていない場合、入力回転速度の同期タイミングと摩擦係合装置の係合タイミングとがずれて、同期前にクラッチ容量が発生することによるオフアップショック（車両の突出し感）や、同期後にクラッチ容量が発生することによる引込み感（車両の減速感）を生じることがある。引込み感は、エンジン等の駆動源の回転速度を上昇させる場合に特に顕著であるが、駆動源の回転低下が一方向クラッチによって許容される場合でも、自動変速機を構成している回転メンバの回転速度変化で引込み感が発生することがある。

【0004】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、アクセルOFF時のアップシフトが一層適切に行われるようにすることにある。具体的には、調圧装置を備えていない場合でも入力回転速度の同期タイミングに合わせて摩擦係合装置が適切に係合させられるようにする。アップシフト中にアクセルがON操作された場合に、摩擦係合装置の耐久性を損なうことなくもたつき感を低減する。また、アクセル



OFF時にエンジンプレーキ状態になり、運転者の意に反して車両が減速することを防止する。

# 【0005】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するために、第1発明は、(a) 油圧シリンダによって摩擦係合装置が係合させられることにより、変速比が小さい所定のギヤ段へアップシフトさせられる自動変速機と、(b) 前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置を係合させる油圧制御回路と、を有する車両用の自動変速機の制御装置において、(c) パワーOFF状態のアップシフト中に、前記自動変速機の入力回転速度がそのアップシフト後の同期回転速度に到達するまでの同期所要時間を推定する同期時間推定手段と、(d) 前記油圧シリンダのピストンストロークに要するストローク時間が予め記憶されたストローク時間記憶装置と、(e) 前記同期時間推定手段によって推定された同期所要時間と、前記ストローク時間記憶装置に記憶された前記ストローク時間とを比較して、前記油圧シリンダに対する作動油の供給開始時間を制御する供給開始制御手段と、を有することを特徴とする。

【0006】上記「パワーOFF状態」とは、エンジン等の駆動源から車輪側へ駆動力が伝達されない状態で、運転者の要求出力が無いアクセルOFF、すなわちアクセルペダル等のアクセル操作部材が操作されていない場合は勿論、車速に比べてアクセル操作部材の操作量が少なくて車輪側へ駆動力が伝達されない場合も含む。

【0007】第2発明は、(a) 油圧シリンダによって摩擦係合装置が係合させられることにより、変速比が小さい所定のギヤ段へアップシフトさせられる自動変速機と、(b) 前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置を係合させる油圧制御回路と、を有する車両用の自動変速機の制御装置において、(c) パワーOFF状態のアップシフト中にアクセル操作部材が増大操作された場合には、前記摩擦係合装置の耐久性を損なうことがない所定のトルク容量を確保するために必要な間だけ入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、(d) その入力トルク制限手段によって入力トルクが制限される時に、前記油圧制御回路の油圧を高くして前記油圧シリンダに対する作動油の供給速度を速くする油圧補正手段と、を有することを特徴とする。

【0008】第3発明は、(a) 油圧シリンダによって摩擦係合装置が係合させられることにより、変速比が小さい所定のギヤ段へアップシフトさせられる自動変速機と、(b) 前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置を係合させるとともに、その油圧シリンダに供給する作動油の油圧を制御する調圧装置を備えている油圧制御回路と、を有する車両用の自動変速機の制御装置において、(c) アップシフト時にアクセルONの場合には前記油圧シリンダに作動油を供給して前記摩擦係合装置を係合させるが、アクセルOFFの場合には前記油圧

シリンダのピストンを係合時のストロークエンド付近に保持しながら前記摩擦係合装置を解放するように前記調圧装置によって油圧を制御する係合解放制御手段を有することを特徴とする。

【0009】上記「アクセルON」とは、運転者の出力要求にしたがってアクセルペダル等のアクセル操作部材が操作されている場合で、「アクセルOFF」とは、運転者の要求出力が無くてアクセル操作部材が操作されていない場合である。

# 10 【0010】

【発明の効果】第1発明の車両用自動変速機の制御装置においては、同期時間推定手段により自動変速機の入力回転速度がアップシフト後の同期回転速度に到達するまでの同期所要時間を推定し、ストローク時間記憶装置に予め記憶されたストローク時間と比較することにより、油圧シリンダに対する作動油の供給開始時間が供給開始制御手段によって制御されるため、エンジン特性のばらつき等により入力回転速度の変化速度がばらついても、同期時間（入力回転速度が同期回転速度と略一致する時間）に対して常に所定のタイミングで摩擦係合装置が係合させられるようになる。これにより、入力回転速度の同期タイミングと摩擦係合装置の係合タイミングとがずれて、同期前にクラッチ容量が発生することによるオフアップショック（車両の突出し感）や、同期後にクラッチ容量が発生することによる引込み感の発生が抑制される。

【0011】第2発明の車両用自動変速機の制御装置においては、パワーOFF状態のアップシフト中にアクセル操作部材が増大操作された場合には、入力トルク制限手段によって摩擦係合装置の耐久性を損なうことがない所定のトルク容量確保に必要な間だけ入力トルクが制限されるため、摩擦係合装置の摩擦材の耐久性を損なうことなく入力トルクの制限時間をできるだけ短くして駆動力不足を改善できる。しかも、その入力トルクが制限される時には、油圧補正手段により油圧制御回路の油圧を高くして油圧シリンダに対する作動油の供給速度を速くするため、摩擦係合装置が速やかに所定のトルク容量で係合させられるようになり、入力トルクの制限時間を一層短くして駆動力不足を更に効果的に改善することができる。

【0012】第3発明の車両用自動変速機の制御装置においては、アップシフト時にアクセルONの場合には油圧シリンダに作動油を供給して摩擦係合装置を係合させるが、アクセルOFFの場合には油圧シリンダのピストンを係合時のストロークエンド付近に保持しながら摩擦係合装置を解放するように調圧装置によって油圧が制御されるため、一方向クラッチを備えていない場合でもエンジンプレーキ状態になって車両が減速する恐れがない。また、油圧シリンダのピストンは係合時のストロークエンド付近に保持されるため、アクセルがON操作さ

れた場合には摩擦係合装置を速やかに係合させて所定のギヤ段を成立させ、速やかに駆動力を発生させることができる。すなわち、摩擦係合装置の解放、係合制御で、一方向クラッチを設けた場合と同様の作用効果が得られるのである。

#### 【0013】

【発明の実施の形態】本発明の自動変速機は、例えば複数の遊星歯車装置と、その遊星歯車装置の複数の回転メンバを相互に連結したりハウジングに固定したりする油圧式のクラッチやブレーキ等の摩擦係合装置とを有し、その摩擦係合装置の係合、解放の組み合わせにより変速比が異なる複数のギヤ段が成立させられるように構成される。自動変速機のアップシフトは、車速やアクセル操作量等に基づいて自動的に変速判断が行われてアップシフト指令が出されるものでも良いが、運転者のシフトレバー操作やスイッチ操作に従ってアップシフト指令が出されるものでも良い。車両の駆動源としては、燃料の燃焼で作動するエンジンや電気エネルギーで作動する電動モータなど種々の駆動源が用いられ得る。

【0014】第1発明、第2発明のパワーOFF状態のアップシフト中の制御は、アクセル操作部材が操作されている時でも、例えばトルクコンバータの入出力部材の回転速度などからパワーOFFか否かを判断して、パワーOFF状態のアップシフトに適用することもできるが、アクセル操作部材が操作されていないアクセルOFF時のアップシフトのみに適用されるものでも良い。また、低速側ギヤ段を成立させている摩擦係合装置を解放するクラッチツウクラッチ制御であっても良いし、一方向クラッチの存在などにより単に高速側ギヤ段を成立させる摩擦係合装置に係合制御するだけのものでも良い。

【0015】第1発明の同期時間推定手段は、例えば入力回転速度の変化速度を検出するとともに、アップシフト後のギヤ段の変速比および自動変速機の出力回転速度によって定まるアップシフト後の同期回転速度を求め、その同期回転速度と現在の入力回転速度との回転速度差を上記変化速度で割算して同期所要時間を求めるように構成される。出力回転速度すなわち車速は略一定と見做すこともできるが、出力回転速度の変化速度を求めることにより、現在の入力回転速度および出力回転速度とそれ等の変化速度とから更に高い精度で同期所要時間を算出することもできる。

【0016】油圧シリンダのストローク時間は、油圧制御回路の油圧によって異なり、その油圧は駆動源の出力、例えばエンジンのスロットル弁開度等によって調整されるようになっているのが普通であるため、その駆動源出力（スロットル弁開度など）をパラメータとして設定することが望ましい。但し、パワーOFF状態としてアクセルOFF時にだけ制御を実施する場合には、予め一定値が設定されても良い。また、ストローク時間に影響する油温等の他のパラメータを考慮して設定すること

もできるし、油圧シリンダの個体差による影響を防止するため、実際のストローク時間を検出して逐次学習補正するようにすることもできる。

【0017】供給開始制御手段は、例えば同期所要時間がストローク時間と略一致した時に作動油の供給を開始するように構成されるが、オフアップショックを確実に防止するために意識的に供給開始時間を遅らせたり、引込み感を確実に防止するために意識的に供給開始時間を早めたりしても良い。

【0018】第2発明の入力トルク制限手段は、例えばアップシフトのために油圧シリンダに作動油の供給が開始された供給開始時間を基準として予め定められた所定のトルク制限時間の間だけ、アクセルの増大操作に拘らず入力トルクを制限するように構成される。トルク制限時間は、例えば供給開始時間からアクセルが増大操作されるまでの経過時間をパラメータとして、その経過時間が長い程短くなるように演算式やデータマップ等によって設定される。

【0019】摩擦材の耐久性を損なうことがない所定のトルク容量は、必ずしも摩擦材が完全係合する必要はなく、上記トルク制限時間は、例えば油圧シリンダのピストンが係合側のストロークエンドに達して係合トルクが立ち上がるまでの時間などである。また、時間ではなくて、油圧シリンダの油圧値を検出または推定するなどして、その油圧値が所定のトルク容量の確保に必要な予め定められた設定値に達するまで、入力トルクを制限するようにしても良い。

【0020】入力トルクの制限は、例えばアクセル操作部材の操作量（アクセル操作量）に従って駆動源の出力を電氣的に制御する場合には、アクセル操作量の増大に拘らず駆動源の出力増大制御を行わないようにしたり、出力増大量を抑制したりするように構成される。駆動源がアクセル操作部材に機械的に連結されて直接制御される場合には、例えば自動変速機との間に設けられた入力クラッチを解放したりスリップ制御したりして入力トルクを制限することができるが、駆動源がエンジンの場合には、点火時期制御や燃料噴射量制御などで出力制限を行うことも可能である。

【0021】第2発明の油圧補正手段は、例えば駆動源の出力（スロットル弁開度など）に応じて油圧制御回路の油圧が制御される場合、アクセル操作部材の増大操作に拘らず駆動源の出力増大制御が行われないと油圧制御回路の油圧も上昇しないが、アクセル操作量に応じて油圧制御回路の油圧を上昇させたり、アクセル操作量に所定の補正係数（1より大）を掛算して求めた補正アクセル操作量に基づいて油圧を一時的に増大させたりするなど、種々の態様を採用できる。

【0022】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。図1は、本発明が適用された車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。図におい



て、自動車用の混合気吸入式内燃機関、燃料噴射式内燃機関、或いは外燃機関などの原動機であるエンジン10の出力は、トルクコンバータ12を介して自動変速機14に入力され、図示しない差動歯車装置および車軸を介して駆動輪へ伝達されるようになっている。エンジン10は駆動源に相当する。

【0023】上記トルクコンバータ12は、エンジン10のクランク軸16に連結されたポンプ翼車18と、自動変速機14の入力軸20に連結されたタービン翼車22と、それらポンプ翼車18およびタービン翼車22の間を直結するロックアップクラッチ24と、一方向クラッチ26によって一方向の回転が阻止されているステータ28とを備えている。

【0024】上記自動変速機14は、ハイおよびローの2段の切り換えを行う第1変速機30と、後進ギヤ段および前進4段の切り換えが可能な第2変速機32を備えている。第1変速機30は、サンギヤS0、リングギヤR0、およびキャリアK0に回転可能に支持されてそれらサンギヤS0およびリングギヤR0に噛み合わされている遊星ギヤP0から成るHL遊星歯車装置34と、サンギヤS0とキャリアK0との間に設けられたクラッチC0および一方向クラッチF0と、サンギヤS0およびハウジング41間に設けられたブレーキB0とを備えている。

【0025】第2変速機32は、サンギヤS1、リングギヤR1、およびキャリアK1に回転可能に支持されてそれらサンギヤS1およびリングギヤR1に噛み合わされている遊星ギヤP1から成る第1遊星歯車装置36と、サンギヤS2、リングギヤR2、およびキャリアK2に回転可能に支持されてそれらサンギヤS2およびリングギヤR2に噛み合わされている遊星ギヤP2から成る第2遊星歯車装置38と、サンギヤS3、リングギヤR3、およびキャリアK3に回転可能に支持されてそれらサンギヤS3およびリングギヤR3に噛み合わされている遊星ギヤP3から成る第3遊星歯車装置40とを備えている。

【0026】上記サンギヤS1とサンギヤS2は互いに一体的に連結され、リングギヤR1とキャリアK2とキャリアK3とが一体的に連結され、そのキャリアK3は出力軸42に連結されている。また、リングギヤR2がサンギヤS3に一体的に連結されている。そして、リングギヤR2およびサンギヤS3と中間軸44との間にクラッチC1が設けられ、サンギヤS1およびサンギヤS2と中間軸44との間にクラッチC2が設けられている。また、サンギヤS1およびサンギヤS2の回転を止めるためのバンド形式のブレーキB1がハウジング41に設けられている。また、サンギヤS1およびサンギヤS2とハウジング41との間には、一方向クラッチF1およびブレーキB2が直列に設けられている。この一方向クラッチF1は、サンギヤS1およびサンギヤS2が

入力軸20と反対の方向へ逆回転しようとする際に係合させられるように構成されている。

【0027】キャリアK1とハウジング41との間にはブレーキB3が設けられており、リングギヤR3とハウジング41との間には、ブレーキB4と一方向クラッチF2とが並列に設けられている。この一方向クラッチF2は、リングギヤR3が逆回転しようとする際に係合させられるように構成されている。

【0028】このような自動変速機14は、例えば図2に示す作動表に従って後進1段および変速比が順次異なる前進5段のギヤ段のいずれかに切り換えられる。図2において○印は係合状態を示し、空欄は解放状態を示し、●はエンジンブレーキを発生させるときの係合状態を示している。図5のシフトパターンに従って操作されるシフトレバー172（図3参照）がエンジンブレーキレンジである「M（マニュアル）」レンジ、「3」レンジ、「2」レンジ、「L」レンジのいずれかに操作されている時には、その最高速ギヤ段でエンジンブレーキが発生させられる。例えば、第1速ギヤ段のみで走行する「L」レンジでは、ブレーキB4が係合させられることによってアクセルペダル150の非操作状態（アクセルOFF）であるような非駆動（パワーOFF）走行においてエンジンブレーキが発生させられるが、シフトレバー172が「D」レンジに操作されている第1速ギヤ段での走行時には、そのブレーキB4が解放させられることから、アクセルペダル150の非操作状態であるような非駆動走行において一方向クラッチF2の滑りおよびリングギヤR3の空転が許容されるので、自動変速機14内において動力伝達経路が解放され、車両がエンジンブレーキが作用しない惰行走行とされる。第1速ギヤ段および第2速ギヤ段で変速が行われる「2」レンジでは、第2速ギヤ段の走行時に、クラッチC0が係合させられることによりエンジンブレーキが可能とされ、「D」レンジの第2速ギヤ段ではクラッチC0が解放させられることにより一方向クラッチF0のすべりが許容されて惰行走行とされる。また、第1速ギヤ段～第3速ギヤ段で変速が行われる「3」レンジでは、第3速ギヤ段の走行時に、ブレーキB1が係合させられることによりエンジンブレーキが可能とされ、「D」レンジではブレーキB1が解放させられることにより一方向クラッチF1のすべりが許容されて惰行走行とされる。

【0029】図5に示すように、上記シフトレバー172は、車両の前後方向に位置するP（パーキング）レンジ、R（リバース）レンジ、N（ニュートラル）レンジ、D（ドライブ）およびM（マニュアル）レンジ、3レンジ、2レンジ、L（ロー）レンジへ操作されるとともに、DレンジとMレンジの間が車両の左右方向に操作されるようにその支持機構が構成されている。このシフトレバー172には油圧制御回路184内の図示しないマニュアル弁が連結されており、機械的に走行レンジが



決まるようになっている。また、図6に示すように、車両のステアリングホイール182の上面側には、走行レンジを低速側へ切り換えるために押し下げ操作される一対のダウンレンジスイッチ186dが設けられ、そのステアリングホイール182の下面側には、走行レンジを高速側へ切り換えるために押し上げ操作される一対のアップレンジスイッチ186uが設けられている。上記ダウンレンジスイッチ186dおよびアップレンジスイッチ186uは、シフトレバー172がMレンジ位置へ操作されることによりその操作が有効化されるようになっている。

【0030】前記クラッチC0～C2、ブレーキB0～B4は、それぞれ油圧シリンダに作動油が供給されることにより、その油圧に基づいて摩擦材が摩擦係合させられる多板式、単板式、バンド式等の摩擦係合装置で、油圧制御回路184（図3参照）によって係合、解放状態が切り換えられる。

【0031】油圧制御回路184は図4に示す回路を備えている。図4において符号70は1-2シフトバルブを示し、符号71は2-3シフトバルブを示し、符号72は3-4シフトバルブを示している。これらのシフトバルブ70、71、72の各ポートの各ギヤ段での連通状態は、それぞれのシフトバルブ70、71、72の下側に示している通りである。なお、その数字は各ギヤ段を示す。

【0032】2-3シフトバルブ71のポートのうち第1速ギヤ段および第2速ギヤ段で入力ポート73に連通するブレーキポート74に、ブレーキB3の油圧シリンダ52が油路75を介して接続されている。この油路にはオリフィス76が介装されており、そのオリフィス76とブレーキB3との間にダンパーバルブ77が接続されている。このダンパーバルブ77は、ブレーキB3にライン圧PLが急激に供給された場合に少量の油圧を吸入して緩衝作用を行うものである。ライン圧PLは、スロットル弁開度 $\theta_{TH}$ などエンジン10の出力に応じてリニアソレノイドバルブSLT（図3参照）により制御される。

【0033】符号78はB-3コントロールバルブであって、ブレーキB3の係合圧P<sub>B3</sub>を直接制御するようになっている。すなわち、このB-3コントロールバルブ78は、スプール79とプランジャ80とこれらの間に介装したスプリング81とを備えており、スプール79によって開閉される入力ポート82に油路75が接続され、またこの入力ポート82に選択的に連通させられる出力ポート83がブレーキB3に接続されている。さらにこの出力ポート83は、スプール79の先端側に形成したフィードバックポート84に接続されている。一方、上記スプリング81を配置した箇所に開口するポート85には、2-3シフトバルブ71のポートのうち第3速以上のギヤ段でDレンジ圧（ライン圧PL）を出力

するポート86が油路87を介して連通させられている。また、プランジャ80の端部側に形成した制御ポート88には、リニアソレノイドバルブSLUが接続され、信号圧P<sub>SLU</sub>が作用させられるようになっている。したがって、B-3コントロールバルブ78は、スプリング81の弾性力とポート85に供給される油圧とによって調圧レベルが設定され、且つ制御ポート88に供給される信号圧P<sub>SLU</sub>が高いほどスプリング81による弾性力が大きくなるように構成されている。

10 【0034】図4における符号89は、2-3タイミングバルブであって、この2-3タイミングバルブ89は、小径のランドと2つの大径のランドとを形成したスプール90と第1のプランジャ91とこれらの間に配置したスプリング92とスプール90を挟んで第1のプランジャ91とは反対側に配置された第2のプランジャ93とを有している。2-3タイミングバルブ89の中間部のポート94に油路95が接続され、また、この油路95は2-3シフトバルブ71のポートのうち第3速以上のギヤ段でブレーキポート74に連通させられるポート96に接続されている。油路95は途中で分岐して、前記小径ランドと大径ランドとの間に開口するポート97にオリフィスを介して接続されており、上記ポート94に選択的に連通させられるポート98は油路99を介してソレノイドリレーバルブ100に接続されている。そして、第1のプランジャ91の端部に開口しているポートにリニアソレノイドバルブSLUが接続され、また第2のプランジャ93の端部に開口するポートにブレーキB2の油圧シリンダ54がオリフィスを介して接続されている。

30 【0035】前記油路87はブレーキB2に対して油圧を供給・排出するためのものであって、その途中には小径オリフィス101とチェックボール付きオリフィス102とが介装されている。また、この油路87から分岐した油路103には、ブレーキB2から排圧する場合に開くチェックボールを備えた大径オリフィス104が介装され、この油路103は以下に説明するオリフィスコントロールバルブ105に接続されている。

40 【0036】オリフィスコントロールバルブ105はブレーキB2からの排圧速度を制御するためのバルブであって、そのスプール106によって開閉されるように中間部に形成したポート107にはブレーキB2が接続されており、このポート107より図での下側に形成したポート108に前記油路103が接続されている。ブレーキB2を接続してあるポート107より図での上側に形成したポート109は、ドレーンポートに選択的に連通させられるポートであって、このポート109には、油路110を介して前記B-3コントロールバルブ78のポート111が接続されている。尚、このポート111は、ブレーキB3を接続してある出力ポート83に選択的に連通させられるポートである。

【0037】オリフィスコントロールバルブ105のポートのうちスプール106を押圧するスプリングとは反対側の端部に形成した制御ポート112が油路113を介して、3-4シフトバルブ72のポート114に接続されている。このポート114は、第3速以下のギヤ段で第3ソレノイドバルブSL3の信号圧を出力し、また、第4速以上のギヤ段で第4ソレノイドバルブSL4の信号圧を出力するポートである。さらに、このオリフィスコントロールバルブ105には、前記油路95から分岐した油路115が接続されており、この油路115を選択的にドレーンポートに連通させるようになっている。

【0038】なお、前記2-3シフトバルブ71において第2速以下のギヤ段でDレンジ圧を出力するポート116が、前記2-3タイミングバルブ89のうちスプリング92を配置した箇所を開くポート117に油路118を介して接続されている。また、3-4シフトバルブ72のうち第3速以下のギヤ段で前記油路87に連通させられるポート119が油路120を介してソレノイドリレーバルブ100に接続されている。

【0039】符号121はブレーキB2用のアキュムレータを示し、その背圧室にはリニアソレノイドバルブSLN（図3参照）が出力する信号圧 $P_{SLN}$ に応じて調圧されたアキュムレータコントロール圧 $P_{ac}$ が供給されるようになっている。2→3変速時に前記2-3シフトバルブ71が切り換えられると、ブレーキB2の油圧シリンダ54には油路87を介してDレンジ圧（ライン圧 $P_L$ ）が供給されるが、このライン圧 $P_L$ によってアキュムレータ121のピストン121pが上昇を開始する。このピストン121pが上昇している間は、ブレーキB2に供給される油圧（係合圧） $P_{B2}$ は、スプリング121sの下向きの付勢力およびピストン121pを下向きに付勢する上記アキュムレータコントロール圧 $P_{ac}$ と釣り合う略一定、厳密にはスプリング121sの圧縮変形に伴って漸増させられ、ピストン121pが上昇端に達するとライン圧 $P_L$ まで上昇させられる。すなわち、ピストン121pが移動する変速過渡時の係合圧 $P_{B2}$ は、アキュムレータコントロール圧 $P_{ac}$ によって定まるのである。

【0040】アキュムレータコントロール圧 $P_{ac}$ は、第3速ギヤ段成立時に係合制御される上記ブレーキB2用のアキュムレータ121の他、図示は省略するが第1速ギヤ段成立時に係合制御されるクラッチC1用のアキュムレータ、第4速ギヤ段成立時に係合制御されるクラッチC2用のアキュムレータ、第5速ギヤ段成立時に係合制御されるブレーキB0用のアキュムレータにも供給され、それ等の係合・解放時の過渡油圧が制御される。

【0041】図4の符号122はC-0エキゾーストバルブを示し、さらに符号123はクラッチC0用のアキュムレータを示している。C-0エキゾーストバルブ

122は、「2」レンジでの第2速ギヤ段のみにおいてエンジンブレーキを効かせるためにクラッチC0の油圧シリンダ56に作動油を供給してクラッチC0に係合させるように動作するものである。

【0042】このような油圧制御回路184によれば、B-3コントロールバルブ78のポート111がドレーンに連通していれば、ブレーキB3の係合圧 $P_{B3}$ をB-3コントロールバルブ78によって直接調圧することができ、また、その調圧レベルをリニアソレノイドバルブSLUによって変えることができる。また、オリフィスコントロールバルブ105のスプール106が、図の左半分に示す位置にあれば、ブレーキB2は、このオリフィスコントロールバルブ105を介して排圧が可能になり、したがってブレーキB2からのドレーン速度を制御することができる。

【0043】一方、第2速ギヤ段から第3速ギヤ段への変速、すなわちブレーキB3を解放すると共にブレーキB2に係合する所謂クラッチツウクラッチ変速においては、入力軸20の入力トルクなどに基づいてブレーキB3の解放過渡油圧やブレーキB2の係合過渡油圧を制御することにより、変速ショックを好適に軽減することができる。その他の変速についても、リニアソレノイドバルブSLNのデューティ制御によってアキュムレータコントロール圧 $P_{ac}$ を調圧することにより、クラッチC1、C2やブレーキB0の過渡油圧が制御される。

【0044】図3は制御系統を示す図で、アクセルペダル150の操作量Accがアクセル操作量センサ151により検出されるようになっている。アクセルペダル150は、運転者の要求出力に応じて大きく踏み込み操作されるもので、アクセル操作部材に相当する。車両のエンジン10の吸気配管には、スロットルアクチュエータ154によってアクセルペダル150の操作量Accに応じた開き角（開度） $\theta_{TH}$ とされるスロットル弁156が設けられている。また、アイドル回転制御のために上記スロットル弁156をバイパスさせるバイパス通路152には、エンジン10のアイドル回転を制御するためにスロットル弁156全閉時の吸気量を制御するISC弁153が設けられている。エンジン10の回転速度 $N_E$ を検出するためのエンジン回転速度センサ158、エンジン10の吸入空気量 $Q$ を検出するための吸入空気量センサ160、吸入空気の温度 $T_A$ を検出するための吸入空気温度センサ162、上記スロットル弁156の全閉状態およびその開度 $\theta_{TH}$ を検出するためのアイドルスイッチ付スロットルセンサ164、出力軸42の回転速度 $N_{OUT}$ すなわち車速 $V$ を検出するための車速センサ166、エンジン10の冷却水温度 $T_W$ を検出するための冷却水温センサ168、ブレーキの作動を検出するためのブレーキスイッチ170、シフトレバー172の操作位置 $P_{SH}$ を検出するための操作位置センサ174、入力軸20の回転速度 $N_{IN}$ すなわちクラッチC0の回転速度 $N$



co (=タービン回転速度 $N_T$ )を検出するための入力軸回転センサ173、油圧制御回路184の作動油温度 $T_{oil}$ を検出するための油温センサ175などが設けられており、それらのセンサから、エンジン回転速度 $N_E$ 、吸入空気量 $Q$ 、吸入空気温度 $T_A$ 、スロットル弁開度 $\theta_{TH}$ 、車速 $V$ 、エンジン冷却水温 $T_W$ 、ブレーキの作動状態 $BK$ 、シフトレバー172の操作位置 $P_{SH}$ 、入力軸回転速度 $N_{co}$ 、作動油温度 $T_{oil}$ を表す信号がエンジン用電子制御装置176或いは変速用電子制御装置178に供給されるようになっている。

【0045】図3のエンジン用電子制御装置176は、CPU、RAM、ROM、入出力インターフェースを備えた所謂マイクロコンピュータであって、CPUはRAMの一時記憶機能を利用しつつ予めROMに記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、種々のエンジン制御を実行する。例えば、燃料噴射量制御のために燃料噴射弁179を制御し、点火時期制御のためにイグニタ180を制御し、アイドルスピード制御のためにISC弁153を制御し、トラクション制御のためにスロットルアクチュエータ154によりスロットル弁156を制御する。エンジン用電子制御装置176は、スロットル弁156の制御において、例えば図7に示す関係から実際のアクセルペダル操作量 $Acc$ に基づいてスロットルアクチュエータ154を駆動し、アクセルペダル操作量 $Acc$ が増加するほどスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ を増加させる。上記エンジン用電子制御装置176は、変速用電子制御装置178と相互に通信可能に接続されており、一方に必要な信号が他方から適宜送信されるようになっている。

【0046】変速用電子制御装置178も、上記と同様のマイクロコンピュータであって、CPUはRAMの一時記憶機能を利用しつつ予めROMに記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、油圧制御回路184の各ソレノイドバルブ $SL1$ 、 $SL2$ 、 $SL3$ 、 $SL4$ 或いはリニアソレノイドバルブ $SLU$ 、 $SLT$ 、 $SLN$ を駆動する。具体的には、例えば図8に示す予め記憶された変速線図から実際のスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ および車速 $V$ に基づいて自動変速機14のギヤ段を決定し、この決定されたギヤ段を成立させるように電磁弁 $SL1$ 、 $SL2$ 、 $SL3$ 、 $SL4$ を駆動する。図8の実線はアップシフト線、破線はダウンシフト線である。

【0047】図9および図10は、2→3アップシフト判断が為された場合に、上記変速用電子制御装置178によって実行される信号処理の内容を説明するフローチャートで、所定のサイクルタイムで繰り返し実行される。図11は、図9および図10のアップシフト制御の実行時におけるタイムチャートの一例で、アクセルペダル操作量 $Acc$ が0のアクセルOFF時における2→3アップシフトに関するものであり、第2速ギヤ段を成立させているブレーキ $B3$ は、アクセルペダル操作量 $Acc$ が

略0になった時間 $t_1$ において前記リニアソレノイドバルブ $SLU$ による油圧制御で解放される。また、その後の時間 $t_2$ で2→3アップシフト判断が為されることにより、図9、図10のフローチャートを実行するが、前記2→3シフトバルブ71を直ちに切り換えることはなく、図10のステップ $S18$ 、 $S19$ で切換制御を実行する。この図9、図10のフローチャートに従って実行されるアップシフト制御は、第1発明の実施例に相当し、ブレーキ $B2$ 、油圧シリンダ54はそれぞれ第1発明の摩擦係合装置、油圧シリンダに相当する。

【0048】図9のステップ $S1$ では、アクセルペダル150が戻し操作されたか、或いはスロットルセンサ164のアイドル接点がONか否かを判断し、何れか一方でも満足する場合はステップ $S2$ 以下を実行するが、そうでない場合、すなわちアクセルペダル150が踏み込み操作されているパワーONの場合は図10のステップ $S10$ 以下を実行する。スロットル弁156は、通常は前記図7のようにアクセルペダル150の操作量 $Acc$ に応じて制御されるため、アイドル接点がONの場合は、アクセルOFFのパワーOFF状態に相当する。

【0049】パワーOFFの2→3アップシフト中に実行されるステップ $S2$ では、フラグ「XCNCLINN」がOFFか否かを判断するが、フラグ「XCNCLINN」の初期値はOFFである一方、図10のステップ $S12$ または $S16$ でONにされるもので、ONの場合はステップ $S3$ でフラグ「XAPROK」をONにした後、図10のステップ $S17$ 以下を実行する。ステップ $S17$ では、フラグ「XAPROK」がONか否かを判断し、ONの場合はステップ $S18$ でブレーキ $B2$ の油圧シリンダ54に作動油を供給するように前記2→3シフトバルブ71を切り換えてブレーキ $B2$ に係合させる一方、フラグ「XAPROK」がOFFの時にはステップ $S19$ で油圧シリンダ54内の作動油がドレインされるように2→3シフトバルブ71を切り換えてブレーキ $B2$ を解放状態に保持する。2→3シフトバルブ71の切換は、前記ソレノイドバルブ $SL1$ の励磁、非励磁を切り換えることによって行われる。

【0050】図11のようにパワーOFFの2→3アップシフトでは、フラグ「XCNCLINN」は当初はOFFであり、ステップ $S2$ に続いてステップ $S4$ を実行する。ステップ $S4$ では、入力回転速度 $N_{co}$ の変化速度 $\Delta N_{co}$ を例えば今回の入力回転速度 $N_{con}$ から前回のサイクル時の入力回転速度 $N_{con-1}$ を引き算するなどして算出するとともに、次式(1)に従ってアップシフト後の同期回転速度( $N_{out} \times \gamma_3$ )に到達するまでの同期所要時間 $A_1$ を算出する。 $\gamma_3$ は、第3速ギヤ段の変速比、すなわち入力回転速度 $N_{co}$ ／出力回転速度 $N_{out}$ である。また、(1)式は、出力回転速度 $N_{out}$ すなわち車速 $V$ が略一定と見做して、現在の出力回転速度 $N_{out}$ から同期回転速度( $N_{out} \times \gamma_3$ )を求め、その同期回転



速度 ( $N_{OUT} \times \gamma_3$ ) と現在の入力回転速度  $N_{CO}$  との回転速度差を変化速度  $\Delta N_{CO}$  で割算して同期所要時間  $A_1$  を求めるものであるが、出力回転速度  $N_{OUT}$  の変化速度  $\Delta N_{OUT}$ 、或いは同期回転速度の変化速度  $\Delta (N_{OUT} \times \gamma_3)$  を求めて、更に高い精度で同期所要時間  $A_1$  を算出することもできる。変速用電子制御装置 178 による一連の信号処理のうちステップ S4 を実行する部分は同期時間推定手段として機能している。なお、図 11 に記載の  $\gamma_2$  は、第 2 速ギヤ段の変速比である。

$$A_1 = (N_{OUT} \times \gamma_3 - N_{CO}) / \Delta N_{CO} \quad \dots (1)$$

【0051】ステップ S5 では、上記同期所要時間  $A_1$  が、予め定められたストローク時間  $B_1$  に誤判定防止用余裕値  $C_1$  を加算した値 ( $B_1 + C_1$ ) よりも小さいか否かを判断する。ストローク時間  $B_1$  は、ブレーキ B2 の油圧シリンダ 54 のピストンが係合側のストロークエンドに達するまでに要する時間で、前記油圧制御回路 184 のライン圧 PL によって異なり、そのライン圧 PL はスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  に応じて前記リニアソレノイドバルブ SLT によって制御されるが、この制御はアクセル OFF でスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が略全閉の場合に実行されるだけであるため、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が略全閉の時のライン圧 PL に基づいて予め一定値が記憶装置 188 (図 3 参照) に記憶されている。記憶装置 188 は、電源 OFF でも記憶内容を保持できるもので、変速用電子制御装置 178 が備えている RAM や ROM 等を代わりに用いることもできる。この記憶装置 188 は、ストローク時間記憶装置に相当するもので、ストローク時間  $B_1$  に影響する油温などをパラメータとして記憶するようにしても良い。

【0052】そして、 $A_1 \geq B_1 + C_1$  の場合は、ステップ S6 でフラグ「XAPROK」を OFF にするとともに、フラグ「XAPRDLY」を ON にする一方、オートインクリメントカウンタ  $E_1$  を 0 にした後、図 10 のステップ S17 以下を実行してブレーキ B2 を解放状態に保持するが、 $A_1 < B_1 + C_1$  の場合はステップ S7 を実行する。ステップ S7 では、オートインクリメントカウンタ  $E_1$  の内容が誤判定防止用余裕値  $C_1$  を超えたか否かを判断し、 $E_1 > C_1$  になるまではステップ S9 を実行し、フラグ「XAPROK」を OFF にするとともにフラグ「XAPRDLY」を ON にした後、図 10 のステップ S17 以下を実行することにより、ステップ S19 でブレーキ B2 を解放状態に保持する。

【0053】一方、 $E_1 > C_1$  になった場合、すなわちステップ S5 を満足する状態が継続して誤判定防止用余裕値  $C_1$  だけ続いた場合は、ステップ S8 でフラグ「XAPROK」を ON、フラグ「XAPRDLY」を OFF、フラグ「XCNCLINN」を ON にした後、図 10 のステップ S17 以下を実行することにより、ステップ S18 でブレーキ B2 の油圧シリンダ 54 に対して作動油の供給を開始する。結局、同期所要時間  $A_1$  がスト

ローク時間  $B_1$  と略一致した時に、2-3 シフトバルブ 71 が切り換えられて油圧シリンダ 54 に対する作動油の供給が開始されるのであり、このように油圧シリンダ 54 に対する作動油の供給開始時間が制御されると、エンジン特性のばらつき等により入力回転速度  $N_{CO}$  の変化速度  $\Delta N_{CO}$  等がばらついても、入力回転速度  $N_{CO}$  が同期回転速度 ( $N_{OUT} \times \gamma_3$ ) になるのと略同時に油圧シリンダ 54 が係合側のストロークエンドに到達してブレーキ B2 が係合トルクを発生するようになる。

【0054】図 11 の時間  $t_3$  はステップ S5 の判断が YES (肯定) になった時間で、時間  $t_4$  はステップ S7 の判断が YES になった時間で、時間  $t_5$  は入力回転速度  $N_{CO}$  が同期回転速度 ( $N_{OUT} \times \gamma_3$ ) と略一致するとともに、油圧シリンダ 54 のピストンがストロークエンドに達して係合油圧  $P_{B2}$  が立ち上がり、ブレーキ B2 の係合トルクが発生し始める時間である。図 11 中の「 $B_1$ 」、「 $C_1$ 」は、それぞれストローク時間  $B_1$ 、誤判定防止用余裕値  $C_1$  に相当する。変速用電子制御装置 178 による一連の信号処理のうちステップ S5、S6、S7、S8、S9、S17、S18、S19 を実行する部分は供給開始制御手段として機能しており、ステップ S5 および S7 の判断が共に YES になることが供給開始条件である。なお、ステップ S5 および S7 の判断が共に YES になって、油圧シリンダ 54 に対する作動油の供給が開始された後は、ステップ S8 でフラグ「XCNCLINN」が ON とされることにより、以後のサイクルではステップ S2 に続いてステップ S3、S17 以下を実行する。

【0055】前記ステップ S1 の判断が NO の場合、すなわちパワー ON の場合に行う図 10 のステップ S10 では、フラグ「XAPROK」が OFF か否かを判断し、OFF の場合はステップ S11 を実行するが、ON の場合、すなわち既に油圧シリンダ 54 に対して作動油の供給が開始されている場合は、直ちにステップ S14 以下を実行する。ステップ S11 では、フラグ「XAPRDLY」が ON か否かを判断し、ON の場合、すなわち既に前記ステップ S4 以下を実行した場合は、ステップ S12 でフラグ「XAPRDLY」を OFF、フラグ「XCNCLINN」を ON、フラグ「XAPROK」を ON にする。フラグ「XCNCLINN」が ON にされることにより、その後再びアクセルが戻し操作されてステップ S2 以下が実行される場合でも、ステップ S2 に続いてステップ S3 が実行されることにより油圧シリンダ 54 への作動油の供給状態が維持される。また、ステップ S11 の判断が NO の場合、すなわち未だステップ S2 以下を実行することなく始めてステップ S10 以下が実行された場合で、言い換えればパワー ON の状態で 2→3 アップシフト判断が為された最初のサイクル時には、ステップ S13 でフラグ「XAPROK」を ON にする。

【0056】したがって、パワーONの場合は、何れの場合も直ちにフラグ「XAPROK」がONとされ、ステップS18において油圧シリンダ54に作動油が供給されることにより、ブレーキB2が速やかに係合させられる。

【0057】ステップS14では、フラグ「XCNC LINN」がOFFか否かを判断し、フラグ「XCNC LINN」がONの時には直ちにステップS17以下を実行して、ステップS18で油圧シリンダ54に作動油を供給するが、フラグ「XCNC LINN」がOFFの場合は、ステップS15で、油圧シリンダ54に対して作動油の供給を開始してからの経過時間が予め定められたストローク時間D1を経過したか否かを判断する。ストローク時間D1は、前記ストローク時間B1と同じくブレーキB2の油圧シリンダ54のピストンが係合側のストロークエンドに達するまでに要する時間で、スロットル弁開度 $\theta_{TH}$ をパラメータとして前記記憶装置188に記憶されている。また、油圧シリンダ54に対して作動油の供給を開始してからの経過時間は、例えば前記ステップS17の判断がYESになった後の時間をインクリメントカウンタやタイマ等によって計測すれば良く、その経過時間がストローク時間D1に達したらステップS16でフラグ「XCNC LINN」をONにする。

【0058】したがって、パワーONの2→3アップシフトで、油圧シリンダ54に対して直ちに作動油の供給が開始された場合でも、ストローク時間D1を経過する前にアクセルペダル150が戻し操作された場合は、ステップS4以下が実行されることにより油圧シリンダ54内の作動油がドレーンされ、ステップS5、S7の供給開始条件が成立した時に、入力回転速度Ncoの同期と略同時に滑らかに係合させられるようになり、ブレーキB2の急係合によるオフアップショックが防止される。作動油の供給開始からストローク時間D1を経過した場合には、油圧シリンダ54のピストンが既にストロークエンドに到達しているため、フラグ「XCNC LINN」をONにすることにより、アクセルペダル150が戻し操作されても作動油の供給をそのまま継続する。

【0059】ここで、本実施例では、アクセルOFFの2→3アップシフトの場合には、前記ステップS5、S7の判断が共にYESになり、同期所要時間A1がストローク時間B1と略一致した時に、2→3シフトバルブ71が切り換えられて油圧シリンダ54に対する作動油の供給が開始されるため、エンジン特性のばらつき等により入力回転速度Ncoの変化速度 $\Delta Nco$ 等がばらついて、入力回転速度Ncoが同期回転速度( $N_{OUT} \times \gamma_3$ )になるのと略同時に油圧シリンダ54のピストンが係合側のストロークエンドに到達してブレーキB2が係合トルクを発生するようになる。これにより、入力回転速度Ncoの同期タイミングとブレーキB2の係合タイミングとがずれて、同期前にクラッチ容量が発生することによ

るオフアップショックや、同期後にクラッチ容量が発生することによる引込み感の発生が抑制される。

【0060】特に、本実施例ではステップS7の存在により、ステップS5を満足する状態が継続して誤判定防止用余裕値C1だけ続いた場合に、ブレーキB2の油圧シリンダ54に対する作動油の供給を開始するため、速度センサの検出誤差などに起因する判断ミスが防止される。

【0061】次に、図1～図8の構成は略同じで、変速時の制御内容が異なる別の実施例を説明する。図12および図13は、2→3アップシフト判断が為された場合に、前記変速用電子制御装置178によって実行される信号処理の内容を説明するフローチャートで、所定のサイクルタイムで繰り返し実行される。図14は、図12および図13のアップシフト制御の実行時におけるタイムチャートの一例で、アクセルペダル操作量Accが0のアクセルOFF時における2→3アップシフトに関するものであり、第2速ギヤ段を成立させているブレーキB3は、アクセルペダル操作量Accが略0になると前記リニアソレノイドバルブSLUによる油圧制御で解放され、その後の時間t1または第1発明によるタイミングで2→3アップシフトのために前記2→3シフトバルブ71が切り換えられてブレーキB2の油圧シリンダ54に対する作動油の供給が開始される。この時間t1は、例えば前記図11の時間t4に対応する。この図12、図13のフローチャートに従って実行されるアップシフト制御は、第2発明の実施例に相当し、ブレーキB2、油圧シリンダ54はそれぞれ第2発明の摩擦係合装置、油圧シリンダに相当する。

【0062】図12のステップR1では、2→3シフトバルブ71が切り換えられて、ブレーキB2の油圧シリンダ54に対する作動油の供給が開始されたか否かを、例えばソレノイドバルブSL1の励磁、非励磁などによって判断する。そして、未だ供給が開始されていない場合には、ステップR2を実行してオートインクリメントカウンタ「CBARP」を0にするとともに、ステップR9で、スロットル弁開度指令値TAPを前記図7に示すようなデータマップに従ってアクセルペダル操作量Accに応じて求められたアクセル対応値TAP1とする。ステップR2でオートインクリメントカウンタ「CBARP」が0にされると、その後油圧シリンダ54に対する作動油の供給が開始されてステップR1の判断がYESになり、ステップR2が実行されなくなることにより、供給開始後の経過時間がオートインクリメントカウンタ「CBARP」によって計測される。また、スロットル弁開度指令値TAPはエンジン用電子制御装置176に出力され、エンジン用電子制御装置176は、そのスロットル弁開度指令値TAPに従ってエンジン10のスロットル弁156を開閉制御するとともに、燃料噴射量制御等も併せておこなってエンジン出力を制御する。



【0063】ステップR3では、2→3アップシフト開始時（ステップR1の判断がYESになった時）のアクセルペダル操作量Accが略0のオフアップか否かを、アクセルペダル操作量Accや、ブレーキB3が既に解放されているか否か、等によって判断し、オフアップでなければステップR9を実行するが、オフアップの場合はステップR4でフラグ「XTRQDWN」がOFFか否かを判断する。フラグ「XTRQDWN」はスロットル制限制御実行中を表すもので、初期値はOFFであり、本制御の最初のサイクル時にはOFFで、続いてステップR5を実行する。

【0064】ステップR5では、スロットル弁開度指令値TAPが予め設定された判定値A2より大きいかなかを判断する。判定値A2は、アクセルペダル150が踏み込み操作されたか否かを判断するためのもので、ブレーキB2がスリップ状態で判定値A2に対応するエンジントルクが作用しても摩擦材の耐久性を損なうことがない比較的小さな値が定められる。そして、 $TAP \leq A2$ であれば直ちにステップR7を実行するが、 $TAP > A2$ になるとステップR6を実行し、フラグ「XTRQDWN」をONにするとともに、オートインクリメントカウンタ「CTRQDWN」を0にする。フラグ「XTRQDWN」がONになると、以後のサイクルでは前記ステップR4の判断がNOになって直ちに図13のステップR10以下のスロットル制限制御が実行されるようになり、ステップR6が実行されなくなるため、オートインクリメントカウンタ「CTRQDWN」は、ステップR5の判断がYESになってステップR6が実行された後の経過時間、言い換えればスロットル弁開度指令値TAPが判定値A2を越えた後のスロットル制限制御時間を計測することになる。図14の時間 $t_2$ は、 $TAP > A2$ になってステップR5の判断がYESになった時間である。

【0065】ステップR7では、フラグ「XTRQDWN」がONか否かを判断し、XTRQDWN=OFFの時にはステップR9を実行するが、XTRQDWN=ONの時にはステップR8を実行する。ステップR8では、前記オートインクリメントカウンタCBARPの内容に基づいて、例えば図15に示すような関係で予め定められたデータマップや演算式等により、スロットル遅延時間「CTAPDLY」を算出する。オートインクリメントカウンタ「CBARP」は、油圧シリンダ54に対する作動油の供給開始からの経過時間を計測するもので、スロットル遅延時間「CTAPDLY」は、その経過時間が長い程短い時間に設定される。このスロットル遅延時間「CTAPDLY」は、ブレーキB2の摩擦材の耐久性を損なうことがないように、アクセルペダル150の踏み込み操作に拘らず必要最小限だけエンジン10の出力増加を遅らせるためのもので、作動油供給開始からの経過時間が長ければ、油圧シリンダ54のピスト

ンストロークは大きく、摩擦材の耐久性を損なうことがない所定のトルク容量が得られるまでの必要時間は短くなるため、スロットル遅延時間「CTAPDLY」も短くされる。スロットル遅延時間「CTAPDLY」が0になれば、実質的にスロットル制限制御は行われず、作動油の供給開始からアクセルペダル150の踏み込み操作までの時間が短い場合だけ、スロットル制限制御が行われることになる。このスロットル遅延時間「CTAPDLY」はトルク制限時間に相当し、予め記憶装置188に記憶されている。

【0066】なお、オートインクリメントカウンタCBARPの内容（供給開始からの経過時間）が、ブレーキB2の摩擦材の耐久性を損なうことがないように予め定められた一定値、例えば図14における時間（ $t_4 - t_1$ ）など、に達するまで、アクセルペダル150の踏み込み操作に拘らずエンジン10の出力増加を遅らせるようにしても良い。また、前記ステップR5の判断がNOの場合は直ちにステップR9を実行するようにして、ステップR7の判断を省略することもできる。

【0067】図13のステップR10では、オートインクリメントカウンタ「CTRQDWN」の内容すなわちスロットル制限制御時間が、スロットル遅延時間「CTAPDLY」より小さいかなかを判断し、CTRQDWN < CTAPDLYの間はステップR11でスロットル弁開度指令値TAPを前記判定値A2に固定する。これにより、アクセルペダル150の踏み込み操作に拘らずエンジン10の出力増大が制限され、そのエンジン10の出力制限により自動変速機14に対する入力トルクが制限されて、未だ十分なトルク容量を備えていないブレーキB2の摩擦材の耐久性低下が回避される。変速用電子制御装置178による一連の信号処理のうちステップR10およびR11を実行する部分は入力トルク制限手段として機能している。

【0068】また、CTRQDWN ≥ CTAPDLYになると、ステップR12を実行し、スロットル弁開度指令値TAPを、現在よりスロットル遅延時間「CTAPDLY」だけ前のアクセルペダル操作量Accに対応するアクセル対応値TAP1に設定する。すなわち、スロットル遅延時間「CTAPDLY」だけ遅らせて、アクセルペダル操作量Accの増加に対応させてスロットル弁開度指令値TAPを速やかに増加させるのである。

【0069】図14の時間 $t_4$ は、ステップR10の判断がNOになりステップR12が実行されるようになった時間である。また、図14の時間 $t_3$ は、ブレーキB2の油圧シリンダ54のピストンが係合側のストロークエンドに到達した時間であり、係合油圧P<sub>B2</sub>が立ち上がるとともに、アキュムレータ121の作用で漸増させられ、ブレーキB2のトルク容量（係合トルク）は、その係合油圧P<sub>B2</sub>に対応して上昇させられる。前記スロットル遅延時間「CTAPDLY」は、少なくとも時間 $t_3$



よりも後にステップ R 10 の判断が NO になるように、ステップ R 14 の油圧増圧補正を加味した油圧シリンダ 54 のピストンのストローク時間等を考慮して予め実験等により設定される。

【0070】ステップ R 13 では、スロットル弁開度指令値 TAP が、現在のアクセルペダル操作量 Acc に応じて求められるアクセル対応値 TAP1 以下になるように、上限ガードを設ける。すなわち、 $TAP \leq TAP1$  以下であればそのまま、 $TAP > TAP1$  の時には  $TAP = TAP1$  に制限するのである。

【0071】また、ステップ R 14 では、前記油圧制御回路 184 のライン圧 PL および B 2 アキュムレータコントロール圧 (背圧) Pac を一時的に増圧することにより、油圧シリンダ 54 に対して作動油が速やかに供給されるようにする。具体的には、通常はライン圧 PL および B 2 アキュムレータコントロール圧 Pac はスロットル弁開度指令値 TAP、または実際のスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  に応じてリニアソレノイドバルブ SLT および SLN によって制御されるが、ここでは実際のアクセルペダル操作量 Acc またはその対応値 TAP1 に所定の補正係数 (1 より大) を掛算して補正アクセル操作量 TAP2 を求め、その補正アクセル操作量 TAP2 に基づいてライン圧 PL および B 2 アキュムレータコントロール圧 Pac を制御する。なお、アクセルペダル操作量 Acc の変化が 0 になったら、補正アクセル操作量 TAP2 は所定の変化率で減少させられ、それに応じてライン圧 PL および B 2 アキュムレータコントロール圧 Pac も漸減させられる。変速用電子制御装置 178 による一連の信号処理のうちステップ R 14 を実行する部分は油圧補正手段として機能している。

【0072】ステップ R 15 では、スロットル弁開度指令値 TAP がアクセル対応値 TAP1 より低い状態が予め定められた判定時間 D2 以上継続したか否か、或いはスロットル弁開度指令値 TAP が全開か否かを判断し、何れか一方でも満足する場合はステップ R 16 でフラグ「XTRQDWN」を OFF にして、オフアップのアクセル操作時におけるスロットル制限制御を終了する。判定時間 D2 は、運転者の微妙なアクセル操作によるスロットル弁開度指令値 TAP とアクセル対応値 TAP1 のハンチングによる制御の誤終了が生じないように予め設定されている。

【0073】ここで、本実施例ではアクセル OFF の 2 → 3 アップシフト中にアクセルペダル 150 が踏み込み操作された場合で、スロットル遅延時間「CTAPDLY」として所定時間が設定される場合、すなわち油圧シリンダ 54 に対する作動油の供給開始から所定時間内にアクセルペダル 150 が踏み込み操作された場合には、そのスロットル遅延時間「CTAPDLY」だけスロットル弁開度指令値 TAP が判定値 A2 に制限されるため、ブレーキ B 2 の摩擦材の耐久性を損なう恐れがな

い。しかも、スロットル遅延時間「CTAPDLY」は、ブレーキ B 2 の摩擦材の耐久性を損なうことがない必要最小限だけエンジン 10 の出力増加を遅らせるように設定されているため、スロットル制限制御の時間が短くなり、アクセルペダル 150 を踏み込み操作した時の駆動力不足によるもたつき感が改善される。特に、そのスロットル制限制御中は、油圧制御回路 184 のライン圧 PL を高くして油圧シリンダ 54 に対する作動油の供給速度を速くするようになっているため、ブレーキ B 2 が速やかに所定のトルク容量で係合させられるようになり、スロットル制限制御の時間が一層短くなって駆動力不足が更に効果的に改善される。

【0074】また、作動油の供給開始からアクセル操作までの経過時間に基づいてスロットル遅延時間「CTAPDLY」が設定され、そのスロットル遅延時間「CTAPDLY」の間だけスロットル制限制御が行われるため、アクセル操作後のもたつきや係合要素の耐久性を気にすることなく油圧シリンダ 54 に対する作動油の供給タイミングを自由に設定することが可能で、オフアップショックや引込み感等を改善 (両立が可能) できる。

【0075】また、ブレーキ B 2 の耐久性をスロットル制御や油圧制御で確保できるため、摩擦材の枚数を低減するなどハードの簡素化が可能で、重量、コスト、ばらつき、信頼性、性能 (変速ショック等) が向上する。

【0076】図 16 および図 17 は、1 → 2 アップシフト時にブレーキ B 3 の油圧シリンダ 52 の油圧 P<sub>B3</sub> がリニアソレノイドバルブ SLU によって直接圧制御される場合に、前記変速用電子制御装置 178 によって実行される信号処理の内容を説明するフローチャートで、所定のサイクルタイムで繰り返し実行される。図 18 は、直接圧制御の基本パターンを示す図で、フェーズ PH = 1 ~ 9 や、リニアソレノイドバルブ SLU をデューティ制御する際の指令値 DSLU などを詳しく説明する図であり、時間 T2 ~ T5、T8、指令値 DSLU の設定値 D2 ~ D4、指令値 DSLU の変化率であるスウィープ量  $\Delta D5$ 、 $\Delta D6$ 、 $\Delta D8$ 、 $\Delta D9$  は予め記憶装置 188 に記憶されている。それ等の値は一定値であっても良いが、入力トルクに対応するスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  やアクセルペダル操作量 Acc などをパラメータとするデータマップや演算式等で記憶しておくこともできる。また、図 19 は、1 → 2 アップシフト制御の実行時における各部の変化を示すタイムチャートの一例で、時間 t1 は 1 → 2 アップシフト指令が出力され、ブレーキ B 3 の油圧シリンダ 52 に作動油が供給されるように前記 1 - 2 シフトバルブ 70 が切り換えられた時間である。1 - 2 シフトバルブ 70 の切換えは、前記ソレノイドバルブ SL2 の励磁、非励磁を切り換えることによって行われる。図 19 から明らかなように、ブレーキ B 3 の油圧シリンダ 52 の係合油圧 P<sub>B3</sub> は、指令値 DSLU の変化に対して所定の応答遅れ DL を有する状態で略追従して変化させ

られる。

【0077】図16は、図18の基本パターンにおけるフェーズPHを決定するためのもので、前記1→2アップシフト指令が出力されることによって実行が開始される。ステップQ1-1では制御実施中を表すフラグF1がONか否かを判断し、ONであれば続いてステップQ1-4以下を実行するが、フラグF1の初期値はOFFであるため、最初のサイクル時にはOFFでステップQ1-2を実行する。ステップQ1-2では、フェーズPHとして「2」を設定するとともに、タイマTim2をリセットして新たに計時を開始させる。また、ステップQ1-3では、フラグF1をONにする。これにより、以後のサイクルではステップQ1-1に続いてステップQ1-4以下が実行されるようになる。

【0078】ステップQ1-4では、フェーズPH=2で且つタイマTim2が設定時間T2を経過したか否かを判断し、満足する場合、すなわちフェーズPH=2になって設定時間T2が経過した時には、ステップQ1-5でフェーズPHとして「3」を設定するとともに、タイマTim3をリセットして新たに計時を開始させる。ステップQ1-6、Q1-8、Q1-10、Q1-16でも、それぞれステップQ1-4と同様にして次のフェーズPHへ移行するか否かの判断が為される。また、ステップQ1-7、Q1-9では、ステップQ1-5と同様にして次のフェーズPHとして「4」或いは「5」を設定するとともに、タイマTim4或いはTim5をリセットして新たに計時を開始させる。Q1-11、Q1-17では、次のフェーズPHとして「6」或いは「9」を設定する。

【0079】ステップQ1-12では、フェーズPHが「4」～「6」の何れかで且つイナーシャ相が開始したか否かを判断し、満足する場合はステップQ1-13でフェーズPHとして「7」を設定する。イナーシャ相が始まったか否かは、例えば次式(2)を満足するか否かによって判断できる。(2)式の $\gamma_1$ は、第1速ギヤ段の変速比で、 $A_3$ は、車速センサ166や入力軸回転センサ173の検出誤差等による誤判定を防止するための誤判定防止用余裕値である。図19の時間 $t_2$ は、イナーシャ相が始まった時間で、この図19は、フェーズPH=5の状態からフェーズPH=7へ移行した場合である。

$$N_{co} < N_{out} \times \gamma_1 - A_3 \quad \dots (2)$$

【0080】ステップQ1-14では、フェーズPH=7で且つ同期が近いかな否かを判断し、満足する場合は、ステップQ1-15でフェーズPHとして「8」を設定するとともに、タイマTim8をリセットして新たに計時を開始させる。同期が近いかな否かは、例えば次式(3)を満足するか否かによって判断できる。すなわち、入力回転速度 $N_{co}$ の変化速度 $\Delta N_{co}$ を例えば今回の入力回転速度 $N_{con}$ から前回のサイクル時の入力回転速度 $N_{con-1}$ を引き算するなどして算出するとともに、アップシフト

後の同期回転速度( $N_{out} \times \gamma_2$ )に到達するまでの同期所要時間( $N_{out} \times \gamma_2 - N_{co}$ ) /  $\Delta N_{co}$ を求め、その同期所要時間が予め定められた判定値 $B_3$ 以下になったか否かによって判断するのである。出力回転速度 $N_{out}$ の変化速度 $\Delta N_{out}$ 、或いは同期回転速度の変化速度 $\Delta(N_{out} \times \gamma_2)$ を求めて、更に高い精度で同期所要時間を算出することもできる。

$$B_3 > (N_{out} \times \gamma_2 - N_{co}) / \Delta N_{co} \quad \dots (3)$$

【0081】このようにしてフェーズPHが順次決定されると、その決定されたフェーズPH毎に図17のフローチャートに従って指令値 $DSL U_i$ が制御される。図17のステップQ2-1ではフェーズPHが「1」か否かを判断し、PH=1であればステップQ2-2において今回の指令値 $DSL U_i = D_1$ にする。 $D_1$ は予め定められた比較的小さな設定値であるが、今回の制御ではフェーズPH=1はなく、従って設定値 $D_1$ も使用されない。

【0082】ステップQ2-3ではフェーズPHが「2」か否かを判断し、PH=2であればステップQ2-4において今回の指令値 $DSL U_i = D_2$ にする。フェーズPH=2は、油圧シリンダ52に対してファーストフィルを行うための部分で、設定値 $D_2$ は最大値など比較的大きな値が設定される。

【0083】ステップQ2-5ではフェーズPHが「3」か否かを判断し、PH=3であればステップQ2-6において今回の指令値 $DSL U_i = D_3$ にする。フェーズPH=3は、油圧シリンダ52のピストンがストロークエンドに達する際にファーストフィルの残圧で急係合ショックが出ないようにするための部分で、設定値 $D_2$ は、油圧 $P_{B3}$ を低圧待機圧+ $\alpha$ (微小値)相当まで下げるように設定される。低圧待機圧は、ブレーキB3に係合させることなく油圧シリンダ52のピストンを係合側のストロークエンド付近に保持できる油圧である。

【0084】ステップQ2-7ではフェーズPHが「4」か否かを判断し、PH=4であればステップQ2-8において今回の指令値 $DSL U_i$ を次式(4)に従って設定する。フェーズPH=4は、油圧シリンダ52のピストンがストロークエンドに達した後に、イナーシャ相が始まる直前の屈曲点油圧 $P_{B3}^*$ (図19参照)まで速やかに立ち上げる部分で、設定時間 $T_4$ でその屈曲点油圧 $P_{B3}^*$ に対応する設定値(屈曲点指令値) $D_4$ まで指令値 $DSL U_i$ を速やかに上昇させるようにフィードフォワード制御する。図19のスウィープ部SW1は、このフェーズPH=4に相当する部分で、屈曲点指令値 $D_4$ に対応する屈曲点油圧 $P_{B3}^*$ にイナーシャ相が始まる前に到達するように、応答遅れ $DL$ を考慮して時間 $T_4$ 等が設定されている。上記屈曲点指令値 $D_4$ および時間 $T_4$ は、入力トルクに対応するアクセルペダル操作量 $Acc$ 或いはスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ 等をパラメータとする演算式やデータマップなどで設定されている。



$$DSL U_i = \{ (D4 - D3) / T4 \} \times T_{im} + D3 \quad \dots (4)$$

【0085】ステップQ2-9ではフェーズPHが

「5」または「7」であるか否かを判断し、PH=5または7であればステップQ2-10において今回の指令値DSL U<sub>i</sub>を次式(5)に従って設定する。フェーズPH=5および7は、入力回転速度Ncoの変化による変速ショックを防止しつつできるだけ速やかに入力回転速度Ncoを変化させる部分で、フェーズPH=4よりも緩やかな一定のスweep量ΔD5で指令値DSL U<sub>i</sub>を変化(増加)させるようにフィードフォワード制御する。(5)式のDSL U<sub>i-1</sub>は、前回の指令値である。図19はフェーズPH=5の状態ではイナーシャ相が始まってフェーズPH=7へ移行した場合で、スweep部SW2は、これ等のフェーズPH=5(時間t<sub>2</sub>より前)および7(時間t<sub>2</sub>より後)に相当する。

$$DSL U_i = DSL U_{i-1} + \Delta D5 \quad \dots (5)$$

【0086】ステップQ2-11ではフェーズPHが

「6」か否かを判断し、PH=6であればステップQ2-12において今回の指令値DSL U<sub>i</sub>を次式(6)に従って設定する。フェーズPH=6は、前記図16のステップQ1-10~Q1-12から明らかなように、フェーズPH=5になって時間T5が経過してもイナーシャ相が始まらない場合に設けられるもので、速やかにイナーシャ相が始まるようにフェーズPH=5のスweep量ΔD5よりも大きなスweep量ΔD6で指令値DSL U<sub>i</sub>を変化(増加)させるようにフィードフォワード制御する。なお、このフェーズPH=6を省略することもできる。

$$DSL U_i = DSL U_{i-1} + \Delta D6 \quad \dots (6)$$

【0087】ステップQ2-13ではフェーズPHが

「8」か否かを判断し、PH=8であればステップQ2-14において今回の指令値DSL U<sub>i</sub>を次式(7)に従って設定する。フェーズPH=8は、入力回転速度Ncoがアップシフト後の同期回転速度に近づいた時に、係合終期のトルクのやり取りが出ないようにするための部分で、一定のスweep量ΔD8で指令値DSL U<sub>i</sub>を変化(減少)させるようにフィードフォワード制御する。

$$DSL U_i = DSL U_{i-1} - \Delta D8 \quad \dots (7)$$

【0088】ステップQ2-15ではフェーズPHが

「9」か否かを判断し、PH=9であればステップQ2-16において今回の指令値DSL U<sub>i</sub>を次式(8)に従って設定する。フェーズPH=9は、入力回転速度Ncoが同期回転速度に達するとともにブレーキB3が完全係合して1→2アップシフトが終了した後に油圧PB3をライン圧PLまで上昇させる部分で、一定のスweep量ΔD9で指令値DSL U<sub>i</sub>を変化(増加)させるようにフィードフォワード制御する。図19の時間t<sub>3</sub>は、入力回転速度Ncoが同期回転速度に達するとともにブレーキB3が略完全係合させられ、1→2アップシフトが略終了した時間であり、図ではフェーズPH=9の開始時

と略一致している。

$$DSL U_i = DSL U_{i-1} + \Delta D9 \quad \dots (8)$$

【0089】このように本実施例では、トルク相中の油圧勾配(スweep部SW1)とイナーシャ相中の油圧勾配(スweep部SW2)との切り換えをフィードフォワード制御で行うとともに、スweep部SW1だけでなくスweep部SW2についてもフィードフォワード制御で行っているため、例えば図20に示すように入力回転速度Ncoの変化からイナーシャ相の開始を検出して油圧勾配を切り換えたり、スweep部SW2を入力回転速度Ncoが所定の変化率で変化するようにフィードバック制御したりする場合に比較して、応答遅れDLに起因する変速ショックやブレーキB3の摩擦材の耐久性低下等を防止できる。応答遅れDLの影響を少なくするためにトルク相の油圧勾配を寝かせると、トルク相時間が長くなって変速フィーリングや摩擦材の耐久性が悪化するが、本実施例では油圧勾配を寝かせることなく応答遅れDLを考慮した制御が可能である。

【0090】一方、上記トルク相中の油圧勾配(スweep部SW1)とイナーシャ相中の油圧勾配(スweep部SW2)との切り換えが、個体差や経時変化などに拘らず常に適切なタイミングで行われるように、前記屈曲点指令値D4(屈曲点油圧PB3\*に対応)は学習補正されるようになっている。すなわち、図21に示すように指令値DSL Uが屈曲点指令値D4に到達する指令値屈曲時間をST、イナーシャ相が始まるイナーシャ相開始時間をITとした場合、指令値屈曲時間STを基準として下限時間ATと上限時間BTとの間にイナーシャ相開始時間ITが入るように、例えば記憶装置188にスロットル弁開度θTHをパラメータとして記憶されている屈曲点指令値D4のデータマップを書き換えるのである。指令値屈曲時間STは、前記フェーズPH=4が終了してステップQ1-8がYESになった時間で、イナーシャ相開始時間ITは、前記ステップQ1-12がYESになった時間である。

【0091】上記屈曲点指令値D4の学習補正について具体的に説明すると、図22の(a)は指令値屈曲時間STよりも前にイナーシャ相が始まった場合で、イナーシャ相開始時間ITから応答遅れDLを考慮した油圧レベル、すなわちイナーシャ相開始時間ITよりも応答遅れDLだけ前の指令値DSL Uと、屈曲点指令値D4との差ΔD1に基づいて、予め定められた演算式から補正量(この場合は減算値)を求め、記憶装置188にスロットル弁開度θTHをパラメータとして記憶されている屈曲点指令値D4のデータマップのうち対応するものを補正する。演算式は、例えば差ΔD1が大きい程補正量(減算値)が大きくなるように定められる。

【0092】図22の(b)は、指令値屈曲時間STから下限時間ATに達する前にイナーシャ相が始まった場合



で、イナーシャ相開始時間  $I_T$  における油圧レベルと下限時間  $A_T$  における油圧レベルとの差  $\Delta D_2$  に基づいて、予め定められた演算式から補正量（この場合は減算値）を求め、記憶装置 188 にスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  をパラメータとして記憶されている屈曲点指令値  $D_4$  のデータマップのうち対応するものを補正する。演算式は、例えば差  $\Delta D_2$  が大きい程補正量（減算値）が大きくなるように定められる。

【0093】図 22 の(c) は、指令値屈曲時間  $S_T$  から上限時間  $B_T$  を経過した後にイナーシャ相が始まった場合で、イナーシャ相開始時間  $I_T$  における油圧レベルと上限時間  $B_T$  における油圧レベルとの差  $\Delta D_3$  に基づいて、予め定められた演算式から補正量（この場合は加算値）を求め、記憶装置 188 にスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  をパラメータとして記憶されている屈曲点指令値  $D_4$  のデータマップのうち対応するものを補正する。演算式は、例えば差  $\Delta D_3$  が大きい程補正量（加算値）が大きくなるように定められる。なお、前記フェーズ  $PH=6$  が発生したか否かによって補正量の演算式を変えるようにしても良い。

【0094】イナーシャ相開始時間  $I_T$  が、指令値屈曲時間  $S_T$  を基準として下限時間  $A_T$  と上限時間  $B_T$  との間に入っている場合は、屈曲点指令値  $D_4$  の補正を行わない。

【0095】屈曲点指令値  $D_4$  のデータマップの書換えに際しては、例えば図 23 の領域  $QE$  のように、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$  の増減に対して屈曲点指令値  $D_4$  の増減が一定の関係性を有する領域では、その相関関係を維持するように学習補正することが望ましい。すなわち、領域  $QE$  では、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が大きくなるに従って屈曲点指令値  $D_4$  も大きくなる相関関係があるが、例えば図 24 の(a) のような補正が行われると、その相関関係が成り立たなくなる。このため、図 24 (b) に示すように、上記相関関係が維持されるように、領域  $Q$  内の他の屈曲点指令値  $D_4$  についても書き換えるのである。

【0096】このように屈曲点指令値  $D_4$  を学習補正すると、個体差や経時変化などに拘らず指令値屈曲時間  $S_T$  に対して常に所定のタイミングでイナーシャ相が開始されるため、個体差や経時変化に起因してイナーシャ相の発生タイミングがずれることにより、変速ショックが発生したりブレーキ  $B_3$  の摩擦材の耐久性が低下したりすることが防止される。

【0097】また、アクセル  $OFF$  等のパワー  $OFF$  時には、変速の遅れやアキュムエンドショックを気にすることなくショックを優先して油圧勾配を寝かせることができる。

【0098】また、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が略全閉の極低開度の屈曲点指令値  $D_4$ （或いは屈曲点油圧  $P_{B3}^*$ ）から、入力トルクに相当する油圧分を差し引くことで、ブレーキ  $B_3$  の油圧シリンダ 52 のピストンストローク

に必要な低圧待機圧を学習できる。

【0099】また、イナーシャ相開始タイミングのばらつきが減るため、回転速度センサだけでは検出が困難であったトルク相の進行度合いを推定でき、各種変速制御、例えばイナーシャ相開始直前からのトルクダウン制御の開始などに利用できる。トルク相検出用のセンサを廃止することによりコストダウンを図ることも可能である。

【0100】また、最適な屈曲点指令値  $D_4$ （或いは屈曲点油圧  $P_{B3}^*$ ）を学習することで、その屈曲点指令値  $D_4$ （或いは屈曲点油圧  $P_{B3}^*$ ）を用いたその他の制御、例えば変速中のアクセルペダル 150 の踏み増し踏み戻しやブレーキ  $B_3$  解放後の再係合時制御等、の実実施時のショックやばらつきが低減される。

【0101】なお、ブレーキ  $B_2$  等のアキュムレータ付き油圧機構においても、油圧センサまたは油圧推定ロジックを用いて屈曲点を検出し、ライン圧またはアキュムレータ背圧を学習補正することができる。

【0102】また、フェーズ  $PH=4$  の油圧勾配（指令値勾配）を一定にするとともに、スウィープ時間  $T_4$  を学習によって補正するようにしても良いし、スウィープ時間  $T_4$  を一定にするとともに、油圧勾配（指令値勾配）を学習によって補正するようにしても良い。

【0103】図 25 は、上記 1→2 アップシフト時にエンジン 10 のトルクダウン制御を行う場合を説明するタイムチャートで、予想されるイナーシャ相開始タイミングよりも前にフィードフォワード的にトルクダウンを開始し、且つその時のトルクダウン量も徐々に大きくしていくことで、変速ショックおよびブレーキ  $B_3$  の摩擦材の耐久性が改善される。これは、上記屈曲点指令値  $D_4$  の学習補正、或いはスウィープ時間  $T_4$  またはフェーズ  $PH=4$  の油圧勾配（指令値勾配）の学習補正、言い換えれば指令値屈曲時間  $S_T$  から常に所定のタイミングでイナーシャ相が開始されるように、ブレーキ  $B_3$  の油圧シリンダ 52 の直接圧制御が学習補正されること、を前提として行われるものである。

【0104】具体的に説明すると、変速出力時間  $t_1$  を基準として、前記イナーシャ相開始時間  $I_T$  までの時間（ $A_5 + B_5$ ）を予測するとともに、その予測時間（ $A_5 + B_5$ ）から予め設定された前出し時間  $C_5$  を差し引いた時間（ $A_5 + B_5 - C_5$ ）が、変速出力時間  $t_1$  から経過した時点でトルクダウン制御を開始する。時間  $A_5$  は、前記フェーズ  $PH=4$  が終了する時間で、設定時間  $T_2$ 、 $T_3$ 、および  $T_4$  を加算すれば良い。また、時間  $B_5$  は、指令値屈曲時間  $S_T$  からイナーシャ相開始時間  $I_T$  までの時間で、屈曲点指令値  $D_4$  の学習補正が前記図 21、図 22 のように行われる場合には、下限時間  $A_T$  と上限時間  $B_T$  との平均値（ $A_T + B_T$ ）/2、或いは摩擦材の耐久性低下を確実に防止する場合には下限時間  $A_T$  を用いれば良い。エンジン 10 のトルクダウン

制御は、例えばスロットル弁 156 の閉じ制御で行うことができる。

【0105】このようにすれば、ブレーキ B3 の摩擦材の耐久性に大きく影響するイナーシャ相の開始前後における入力トルクを確実に低下させることができる。

【0106】また、イナーシャ相開始前からトルクダウンを開始するため、係合油圧  $P_{B3}$  を多少下げても「ブレーキ B3 の係合トルク > 入力トルク」の関係がトルクダウン後速やかに達成できるようになり、耐久性とショックを両立できる範囲が広がる。これにより、例えば摩擦材の枚数を低減するなど、耐久性確保のためのコストを削減できる。

【0107】また、このようにイナーシャ相の開始を予測して、それよりも前からトルクダウンを開始するため、スロットル閉じ制御など応答性の悪いトルクダウン手法でも、を応答遅れを見込んでフィードフォワード的に開始することで、効果的に活用できる。スロットル閉じ制御によるトルクダウンは、応答性は悪いが、確実に且つ高い信頼性でトルクダウン制御を行うことができる。

【0108】図 26 は、図 16 以下の実施例においてアクセル OFF か否かによって前記ブレーキ B3 の係合状態を変更する場合に、前記変速用電子制御装置 178 によって実行される信号処理の内容を説明するフローチャートで、所定のサイクルタイムで繰り返し実行される。図 27 は、図 26 の制御実行時におけるタイムチャートの一例で、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が開いているパワー ON の時間  $t_1$  において 1 → 2 アップシフト指令が出力されて 1-2 シフトバルブ 70 が切り換えられ、時間  $t_2$  においてスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が略全閉となり、時間  $t_3$  で再びアクセルペダル 150 が踏み込み操作された場合である。この図 26 のフローチャートに従って実行されるアップシフト制御は、第 3 発明の実施例に相当し、ブレーキ B3、油圧シリンダ 52 はそれぞれ第 3 発明の摩擦係合装置、油圧シリンダに相当し、油圧  $P_{B3}$  を直接圧制御するリニアソレノイドバルブ SLU および前記 B-3 コントロールバルブ 78 は調圧装置に相当する。また、変速用電子制御装置 178 による一連の信号処理のうち図 26 の各ステップ Q3-1 ~ Q3-6 を実行する部分は係合解放制御手段として機能している。

【0109】図 26 は、前記図 16、図 17 のフローチャートの実行時に並行して実行され、ステップ Q3-1 ではスロットルセンサ 164 のアイドル接点が ON か否かを判断し、ON すなわちスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が略全閉のアクセル OFF の場合はステップ Q3-5 でブレーキ B3 を解放するとともに、ステップ Q3-6 でフラグ F2 を ON にする。ステップ Q3-5 のブレーキ B3 の解放は、前記リニアソレノイドバルブ SLU による油圧制御により油圧シリンダ 52 のピストンを低圧待機、すなわちブレーキ B3 を係合させることなく油圧シリンダ

52 のピストンを係合側のストロークエンド付近に保持するもので、低圧待機指令値  $D_x$  は、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$  が略全閉の極低開度の屈曲点指令値  $D_4$  から入力トルクに相当する油圧分を差し引いた値に設定される。屈曲点指令値  $D_4$  は学習補正されるため、油圧シリンダ 52 のピストンを高い精度で低圧待機状態に保持できる。上記ステップ Q3-5 は、図 16、図 17 のフローチャートに割り込んで優先的に実施され、図 27 はフェーズ  $PH=5$  または 7 の時にステップ Q3-5 が実施されて指令値  $DSL U_i$  が低圧待機指令値  $D_x$  まで下降させられた場合である。

【0110】一方、ステップ Q3-1 が NO の場合、すなわちアイドル接点が OFF のアクセル ON 時には、ステップ Q3-2 を実行し、フラグ F2 が ON か否かを判断する。フラグ F2 の初期値は OFF で、アクセル ON のアップシフトの場合には最初は OFF でそのまま終了するが、アクセル OFF のアップシフト（オフアップ）の途中でアクセルペダル 150 が踏み込み操作された場合、或いはアクセル ON のアップシフトの途中でアクセル OFF になり、その後再びアクセルペダル 150 が踏み込み操作された場合には、フラグ F2 は ON であり、続いてステップ Q3-3 以下を実行する。

【0111】ステップ Q3-3 では、フェーズ  $PH$  として「4」を設定するとともに、タイマ  $Tim4$  を 0 にリセットして新たに計時を開始させる。また、次のステップ Q3-4 ではフラグ F2 を OFF にする。したがって、その後はフェーズ  $PH=4$  の状態から前記図 16、図 17 による直接圧制御が行われることになり、ブレーキ B3 が速やかに係合させられる。

【0112】ところで、アクセルペダル 150 の踏み込み操作時には、そのアクセルペダル操作量  $Acc$  に対応するスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  は、図 27 に示すように急激に変化するのが普通であるが、このようなスロットル弁開度  $\theta_{TH}$  の変化時には、エンジン 10 の応答遅れに相当するなましを加えた補正スロットル弁開度  $\theta_{TH2}$  を用いて屈曲点指令値  $D_4$  を設定する。また、フェーズ  $PH=4$  における指令値  $DSL U_i$  の設定に際しては、1 サイクル毎に上昇する補正スロットル弁開度  $\theta_{TH2}$  に基づいて 1 サイクル毎に屈曲点指令値  $D_4$  を求め、その屈曲点指令値  $D_4$  を前記(4)式に代入して指令値  $DSL U_i$  を算出する。例えば、図 28 の(a)の実線は、フェーズ  $PH=4$  の過程でスロットル弁開度  $\theta_{TH}$ （或いは補正スロットル弁開度  $\theta_{TH2}$ ）が  $\theta_{THa}$  から  $\theta_{THb}$  まで変化した場合の指令値  $DSL U$  を示す図で、最初は  $\theta_{THa}$  に対応する屈曲点指令値  $D_{4a}$  を用いて指令値  $DSL U_i$  が算出されるが、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$ （或いは  $\theta_{TH2}$ ）の変化に伴って屈曲点指令値  $D_4$  も変化し、最後には  $\theta_{THb}$  に対応する屈曲点指令値  $D_{4b}$  になる。これにより、スロットル弁開度  $\theta_{TH}$  の変化時においても常に適切な屈曲点指令値  $D_4$  に向かって指令値  $DSL U$  が上昇させら



れ、その屈曲点指令値D4に到達する指令値屈曲時間STを基準として所定のタイミングでイナーシャ相が開始される。

【0113】本実施例においては、1→2アップシフト時にアクセルONの場合には油圧シリンダ52に作動油を供給してブレーキB3に係合させるが、アクセルOFFの場合には油圧シリンダ52が解放されるため、一方方向クラッチを備えていない場合でもエンジンプレーキ状態になって車両が減速する恐れがない。すなわち、前記クラッチC0に係合させたままブレーキB3に係合させると、エンジン10の回転低下に伴ってエンジンプレーキ（負トルク）が発生し、クラッチC0を解放すれば一方方向クラッチF0の滑りでエンジンプレーキが作用しなくなるのであるが、本実施例では、ブレーキB3を解放することにより入力回転速度Ncoが同期回転速度（ $N_{out} \times \gamma_2$ ）を越えて低下することが許容され、エンジンプレーキが発生することが防止されるのである。したがって、1→2アップシフト時に一々クラッチC0を解放する必要がなくなる。

【0114】また、上記ブレーキB3の解放時には、油圧シリンダ52に供給される油圧Pb3が低圧待機指令値Dxに対応する低圧待機圧に制御され、油圧シリンダ52のピストンが係合時のストロークエンド付近に保持されるため、アクセルペダル150が踏み込み操作された場合にはブレーキB3を速やかに係合させて第2速ギヤ段を成立させ、速やかに駆動力を発生させることができる。

【0115】なお、上記実施例は1→2アップシフト時のものであるが、第2速ギヤ段の走行中においても同様な係合解放制御を行うことが可能である。

【0116】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これ等はあくまでも一実施形態であり、例えば前記実施例では2→3アップシフトおよび1→2アップシフトについて説明したが、自動変速機の構成によっては他のアップシフトにも適用され得るなど、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用された車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。

【図2】図1の車両に設けられた自動変速機において、複数のギヤ段とそれを達成するための油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する図表である。

【図3】図1の車両において、エンジンおよび自動変速機を制御するための制御装置の電氣的構成を説明するブロック線図である。

【図4】図3の油圧制御回路の一部を示す図である。

【図5】図3のシフトレバーのシフトパターンを示す図である。

【図6】図3のアップレンジスイッチおよびダウンレン

ジスイッチが設けられたステアリングホイールの側面図である。

【図7】図3のスロットルアクチュエータを制御するための特性であって、アクセルペダル操作量Accとスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ との関係を示す図である。

【図8】図3の変速用電子制御装置により変速制御に用いられる変速線図を示す図である。

【図9】図1の装置において2→3アップシフトが行われる際の変速時制御を説明するフローチャートである。

10 【図10】図9の続きを説明するフローチャートである。

【図11】図9、図10のフローチャートに従って変速制御が行われた場合の各部の変化を示すタイムチャートの一例である。

【図12】図1の装置において2→3アップシフトが行われる際の変速時制御の別の例を説明するフローチャートである。

【図13】図12の続きを説明するフローチャートである。

20 【図14】図12、図13のフローチャートに従って変速時制御が行われた場合の各部の変化を示すタイムチャートの一例である。

【図15】図12のステップR8で算出されるスロットル遅延時間CTAPDLYとカウンタCBARPとの関係を説明する図である。

【図16】図1の装置において1→2アップシフトが行われる際の変速時制御を説明するフローチャートで、ブレーキB3の直接圧制御を行う際のフェーズPHを決定するためのものである。

30 【図17】図16で決定された各フェーズPH毎に直接圧制御を行うリニアソレノイドバルブの指令値DSL Uを設定する際の作動を説明するフローチャートである。

【図18】図16、図17のフローチャートに従って制御される直接圧制御の基本パターンを説明する図である。

【図19】図16、図17のフローチャートに従って直接圧制御が行われた場合の各部の変化を示すタイムチャートの一例である。

40 【図20】フィードバック制御を用いて直接圧制御を行った場合のタイムチャートの一例で、図19に対応する図である。

【図21】図16、図17の直接圧制御における屈曲点指令値D4の学習補正を説明するための図である。

【図22】図21の学習補正を具体的に説明する図である。

【図23】図21の学習補正において、スロットル弁開度 $\theta_{TH}$ をパラメータとして記憶されている屈曲点指令値D4のデータマップの一例を説明する図である。

50 【図24】図23のデータマップを学習補正で書き換える際に、基本的な相関関係を維持する場合を説明する図



である。

【図25】1→2アップシフト時にトルクダウン制御が行われる場合の各部の変化を示すタイムチャートの一例である。

【図26】図16、図17の1→2アップシフトの直接圧制御において、アクセルOFF時にブレーキB3を解放する場合の作動を説明するフローチャートである。

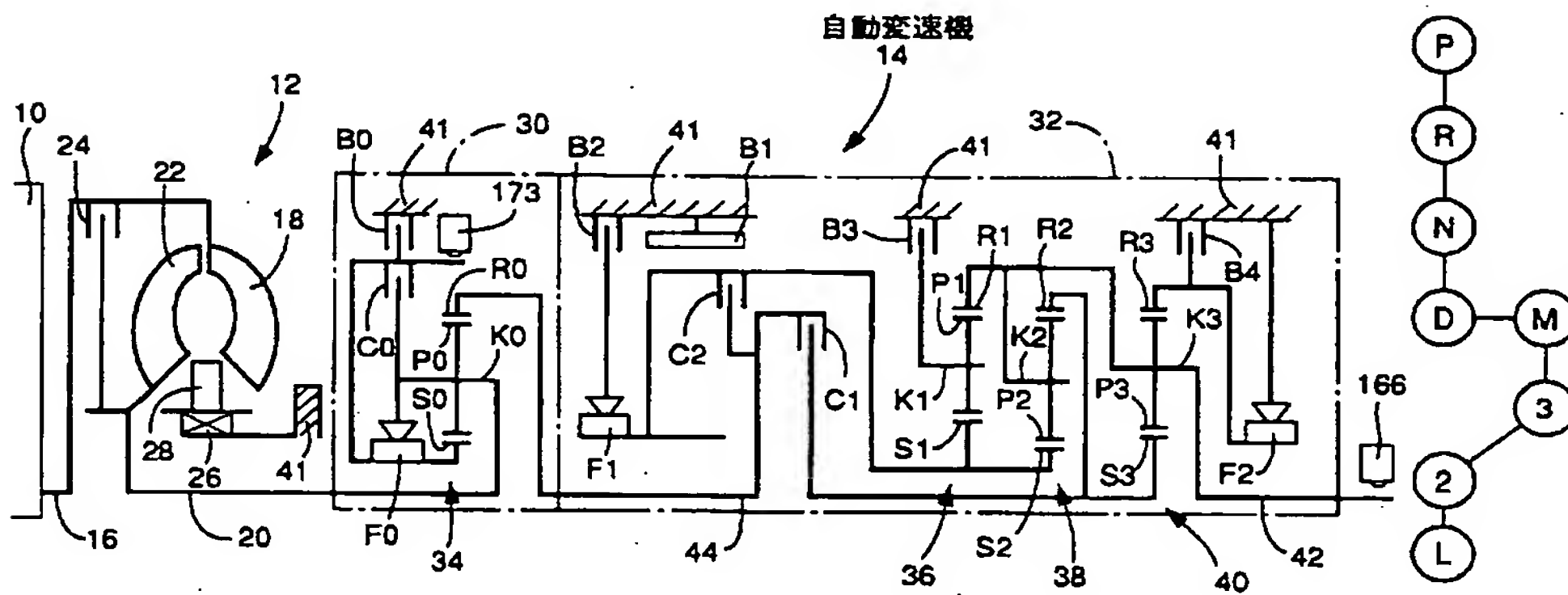
【図27】図26の制御が行われた場合の各部の変化を示すタイムチャートの一例である。

【図28】図17のステップQ2-8で指令値DSLUIを設定する際にスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ が変化した場合を説明する図で、(a)は指令値DSLUIの変化を示す図、(b)は屈曲点指令値D4とスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ との関係を説明する図である。

【符号の説明】

14：自動変速機 52、54：油圧シリンダ 7  
8：B-3コントロールバルブ（調圧装置） 15  
0：アクセルペダル（アクセル操作部材） 178：  
変速用電子制御装置 184：油圧制御回路 18  
8：記憶装置（ストローク時間記憶装置） B2、B  
3：ブレーキ（摩擦係合装置） SLU：リニアソレ  
ノイドバルブ（調圧装置） Nco：入力回転速度  
Nout：出力回転速度 A1：同期所要時間  
B1：ストローク時間  
ステップS4：同期時間推定手段  
ステップS5～S9、S17～S19：供給開始制御手  
段  
ステップR11、R12：入力トルク制限手段  
ステップR14：油圧補正手段  
ステップQ3-1～Q3-6：係合解放制御手段

【図1】



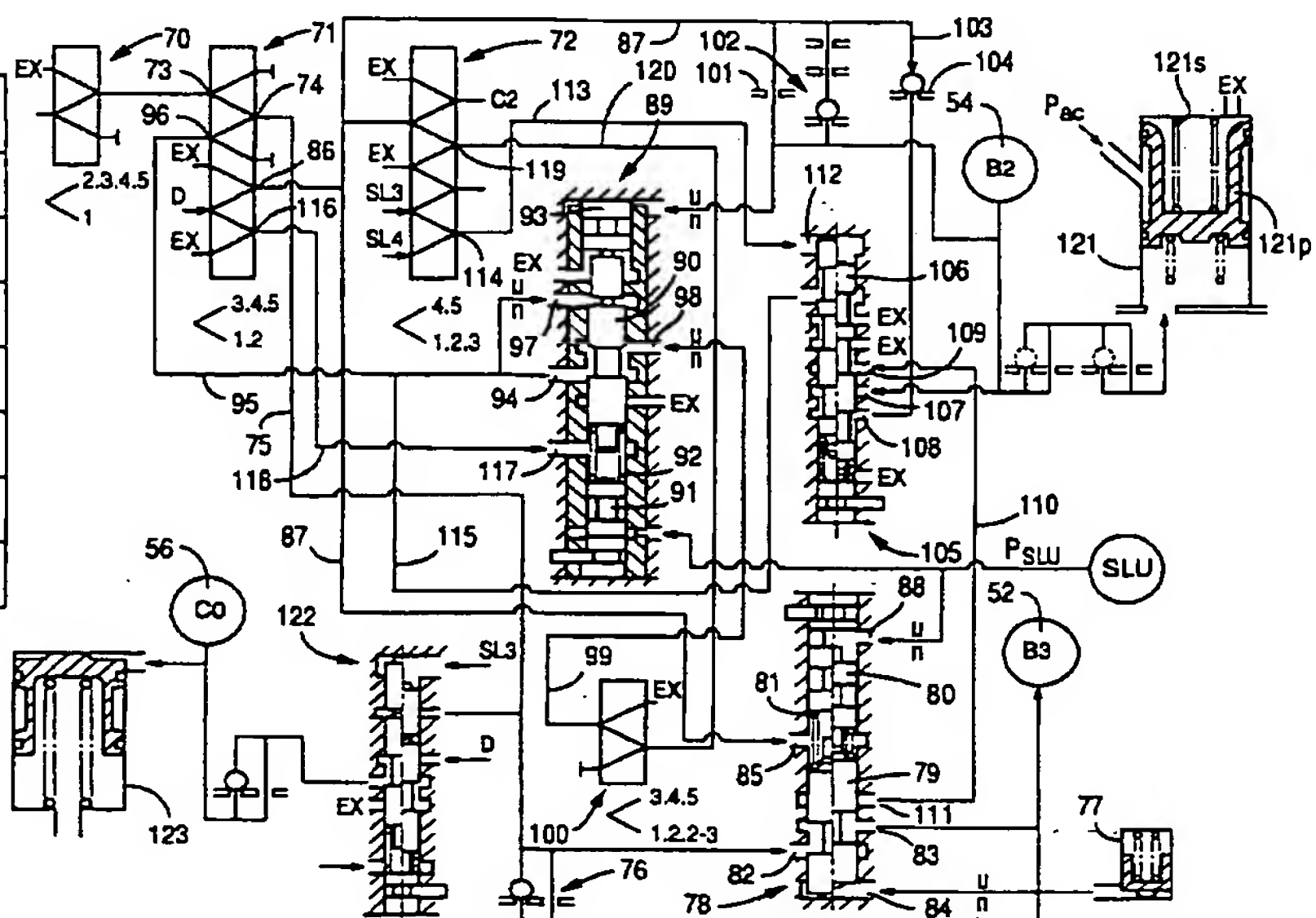
【図5】

【図15】

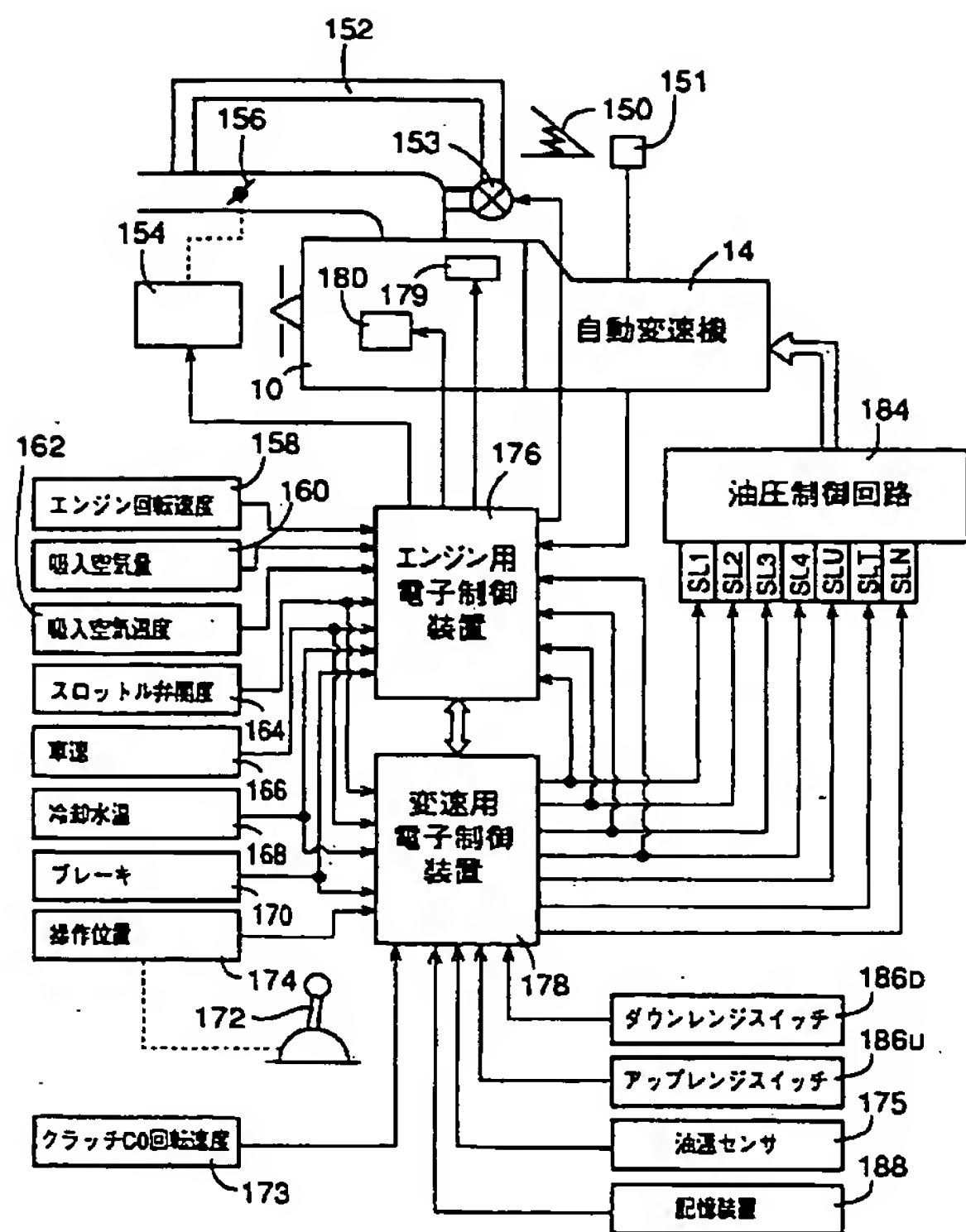
【図2】

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	B4	F0	F1	F2
N		○									
Rbv			○	○					○		
1st	○	○						●	○		○
2nd	●	○					○		○		
3rd	○	○			●	○			○	○	
4th	○	○	○			△			○		
5th		○	○	○		△					

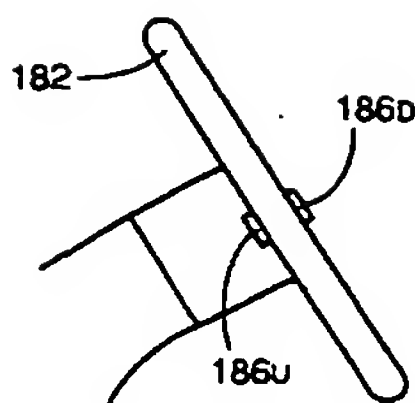
【図4】



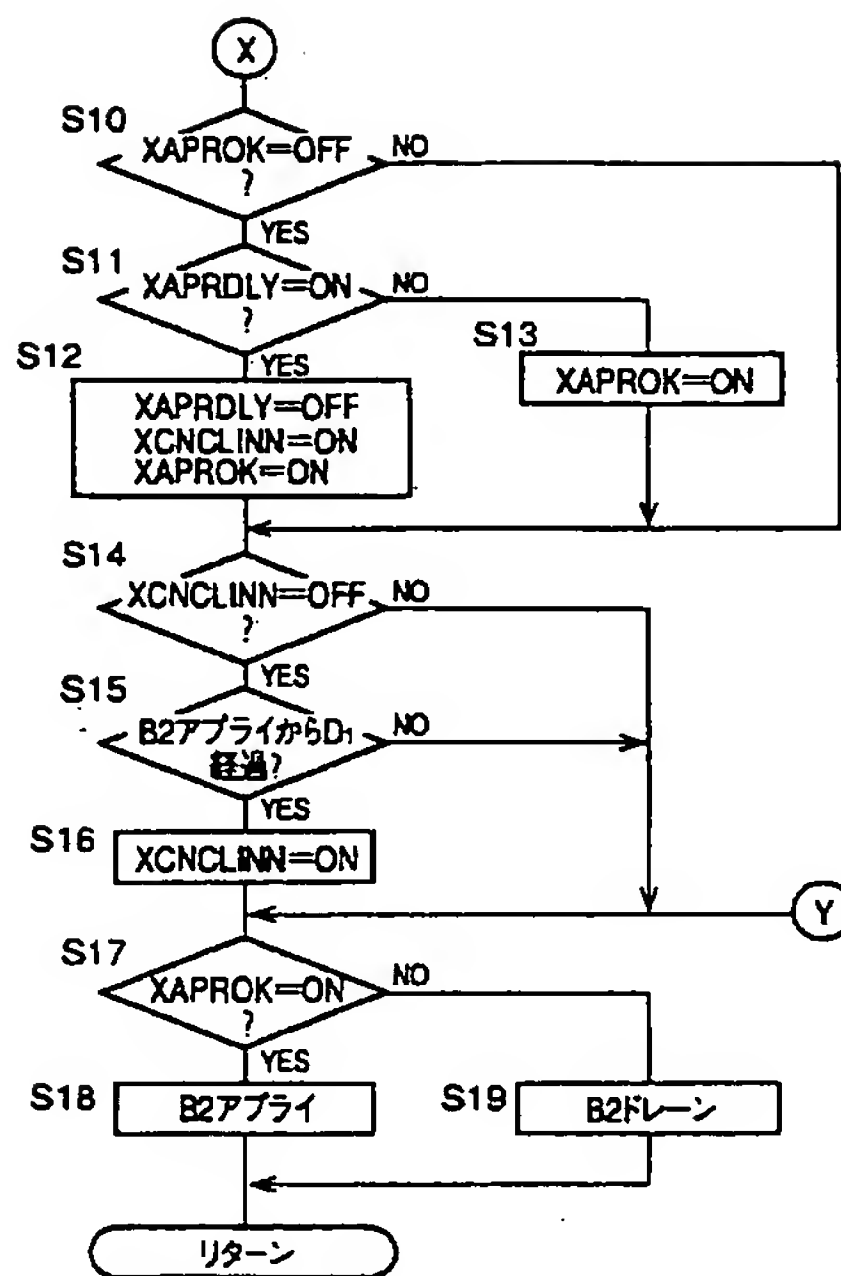
【図3】



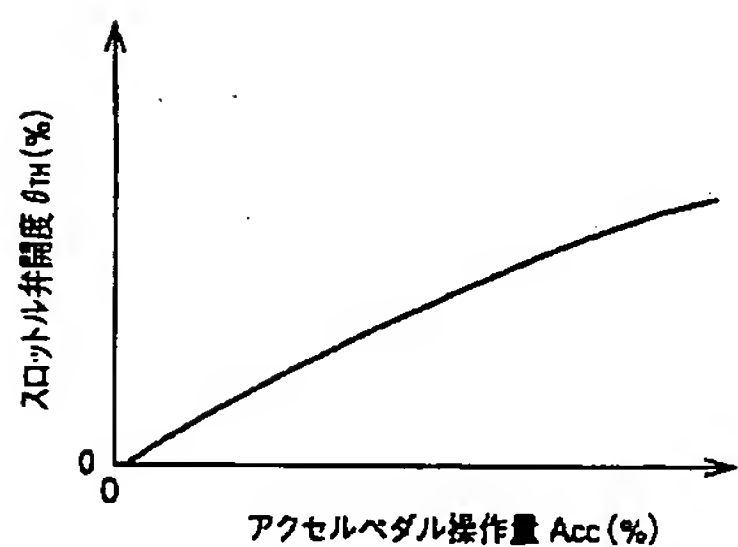
【図6】



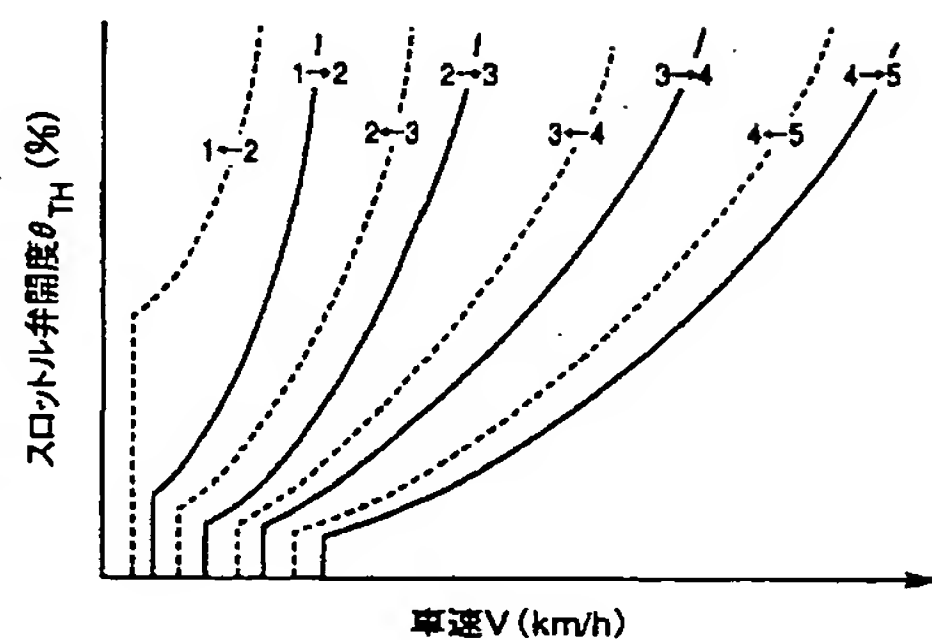
【図10】



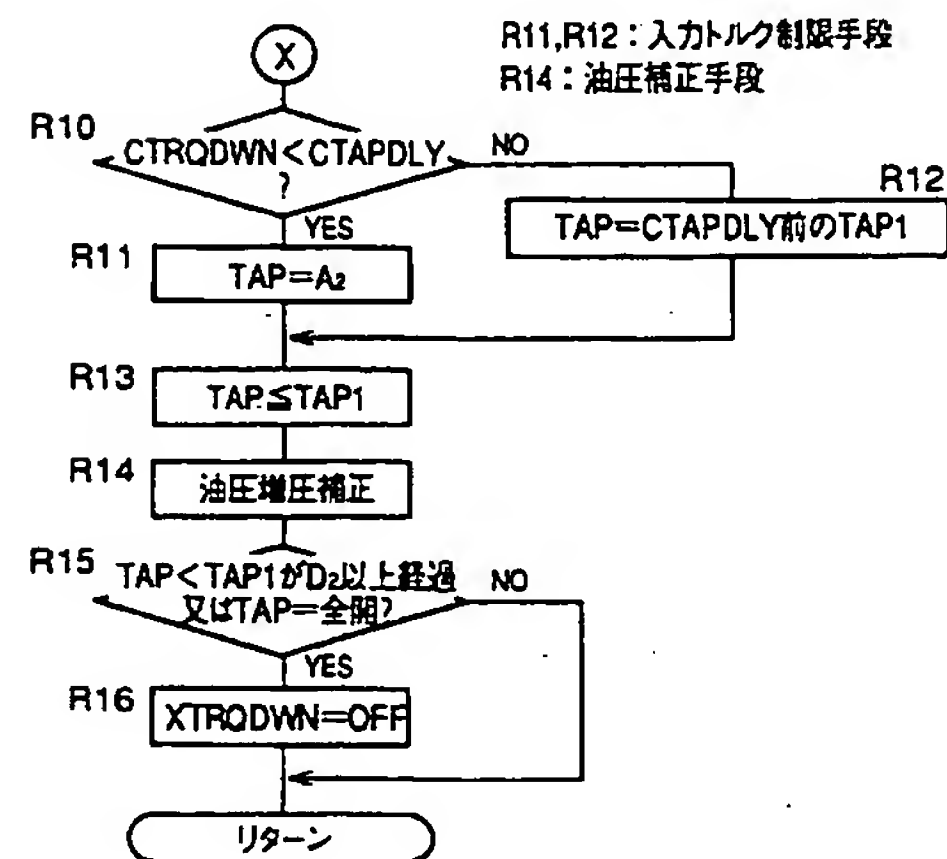
【図7】



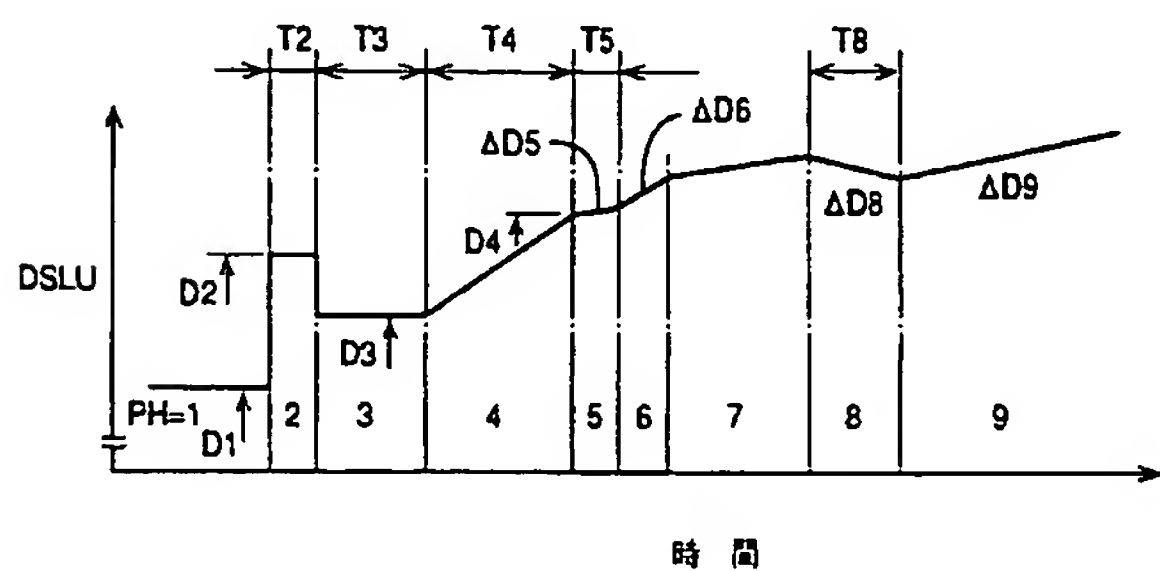
【図8】



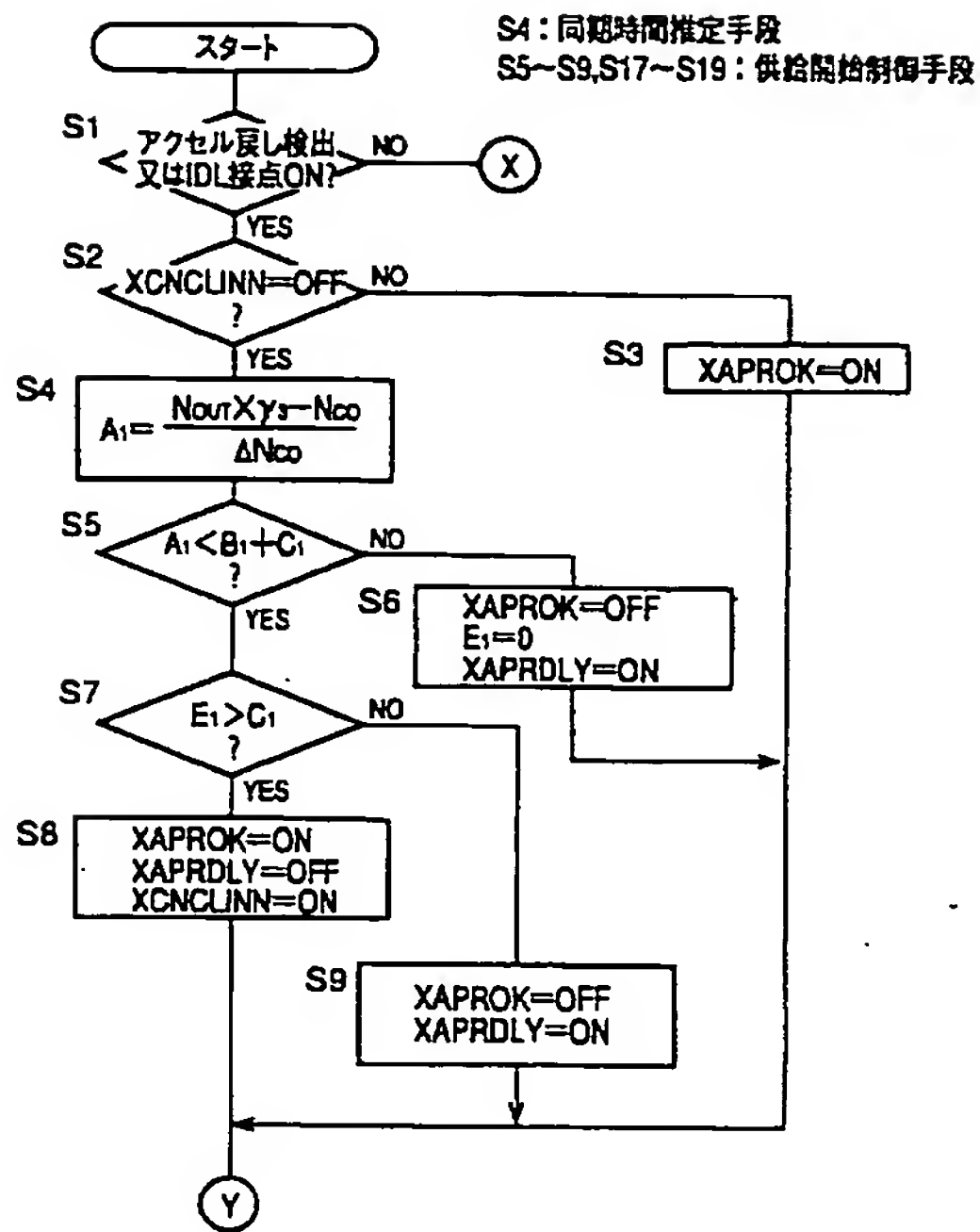
【図13】



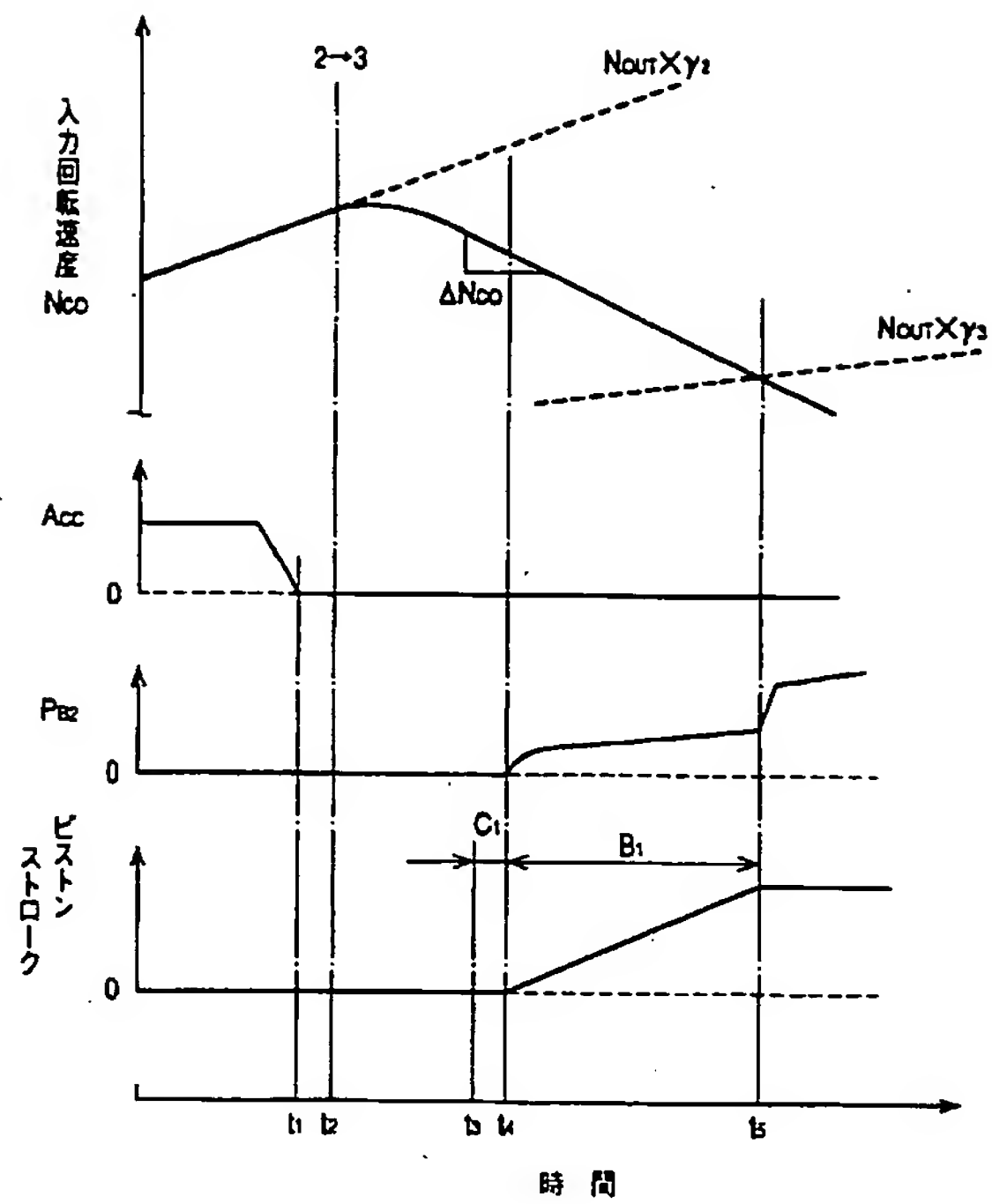
【図18】



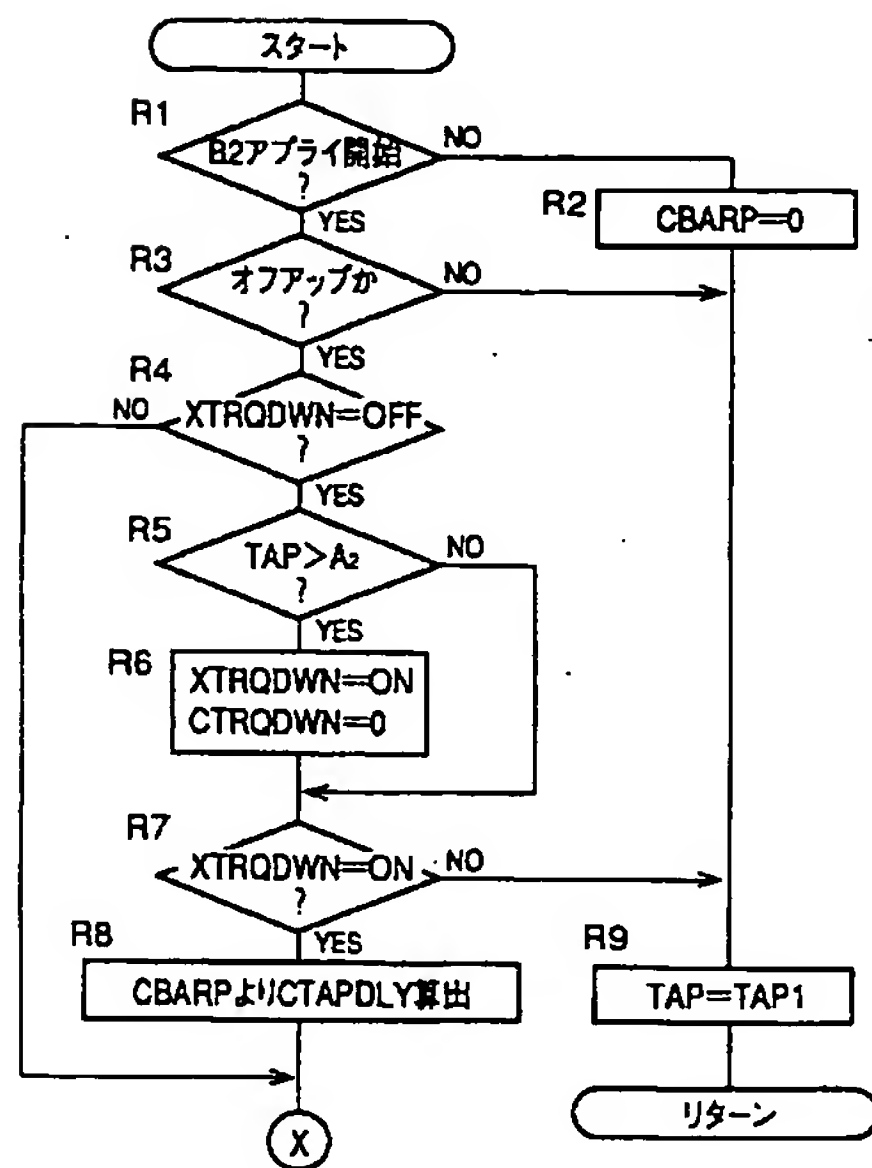
【図9】



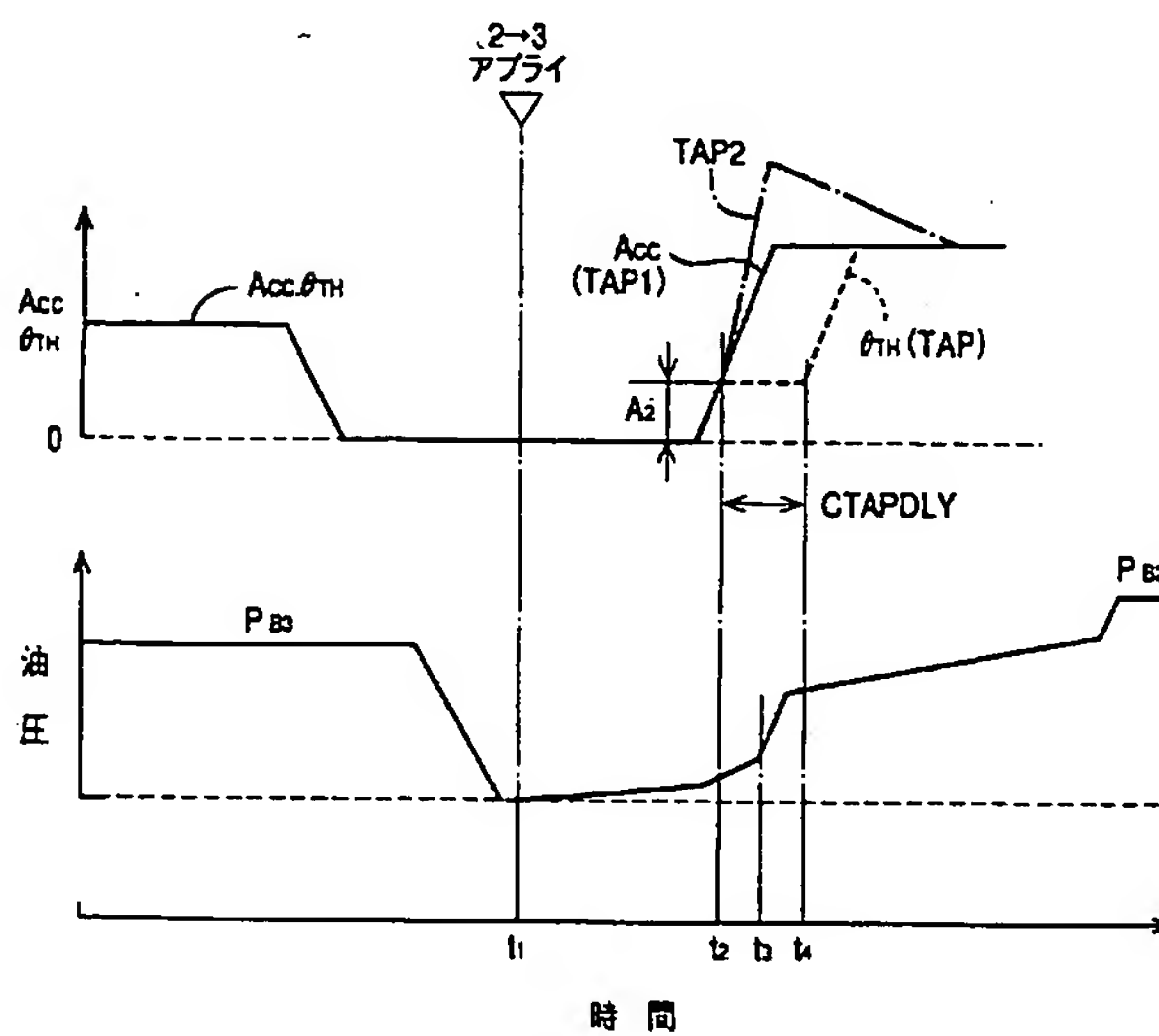
【図11】



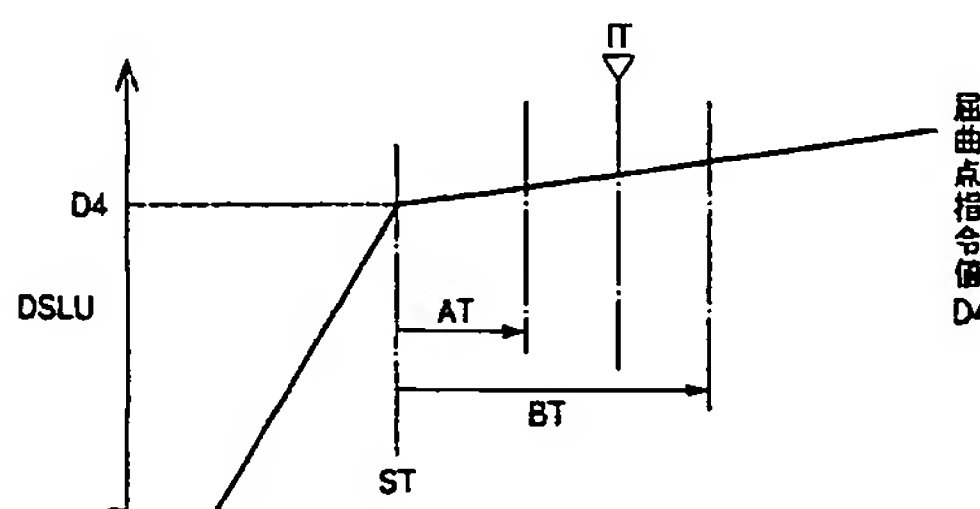
【図12】



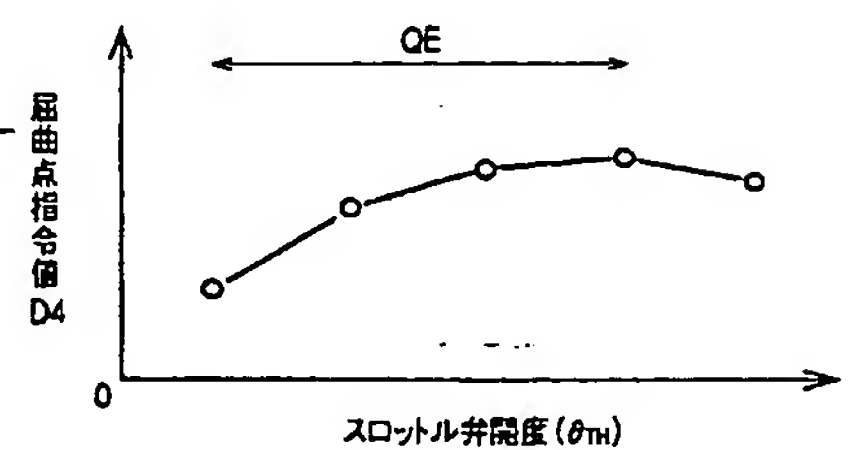
【図14】



【図21】

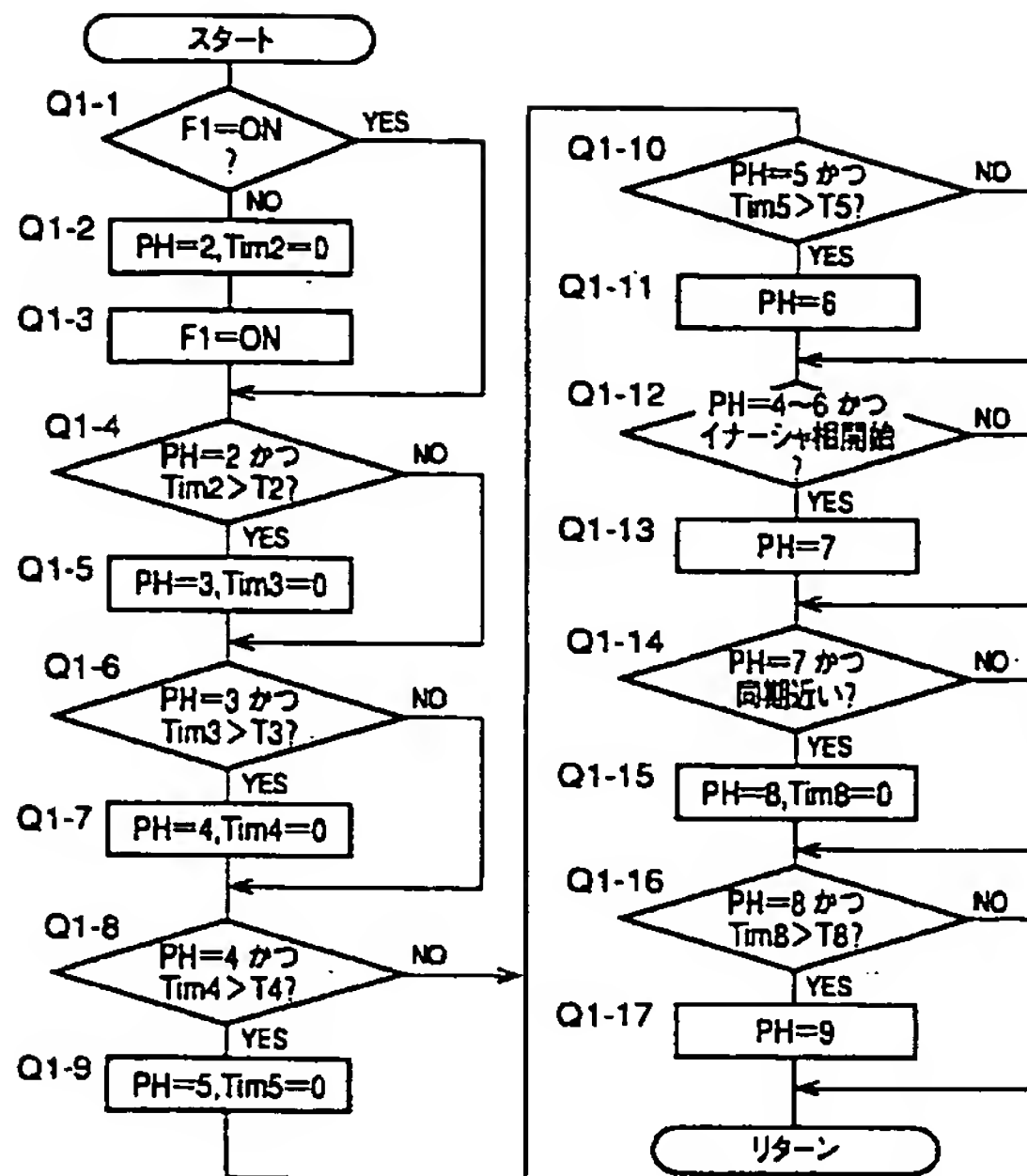


【図23】

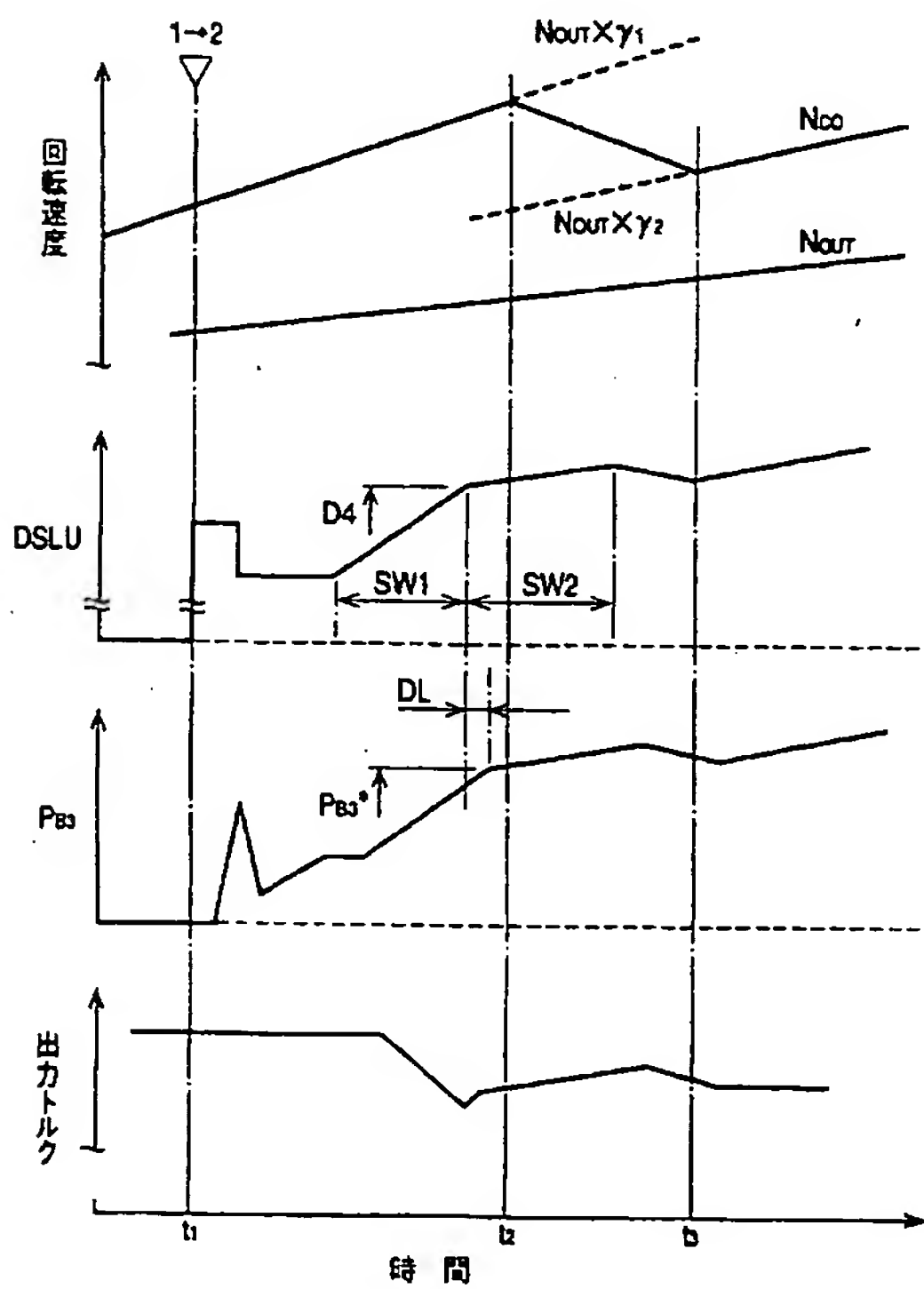




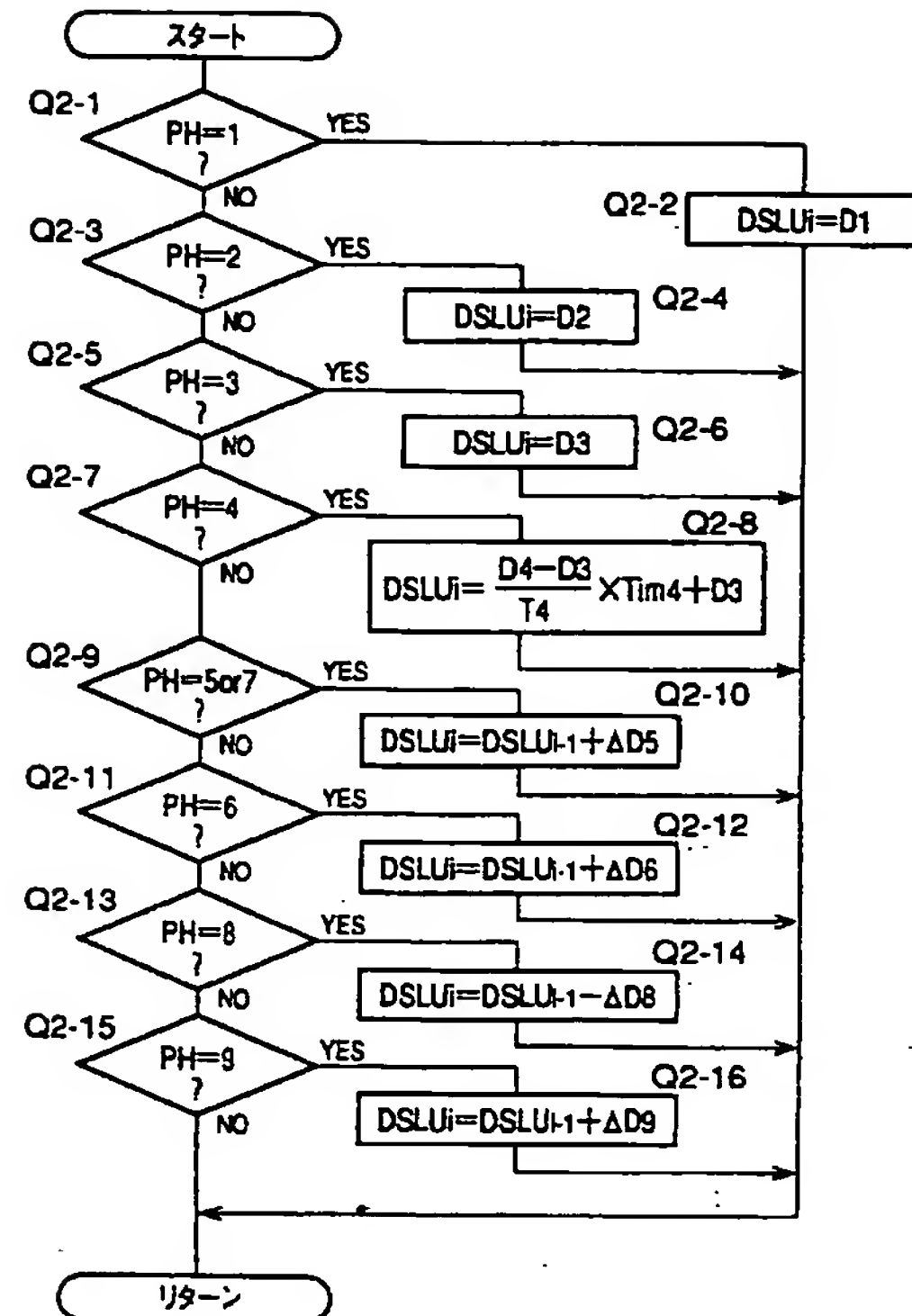
【図16】



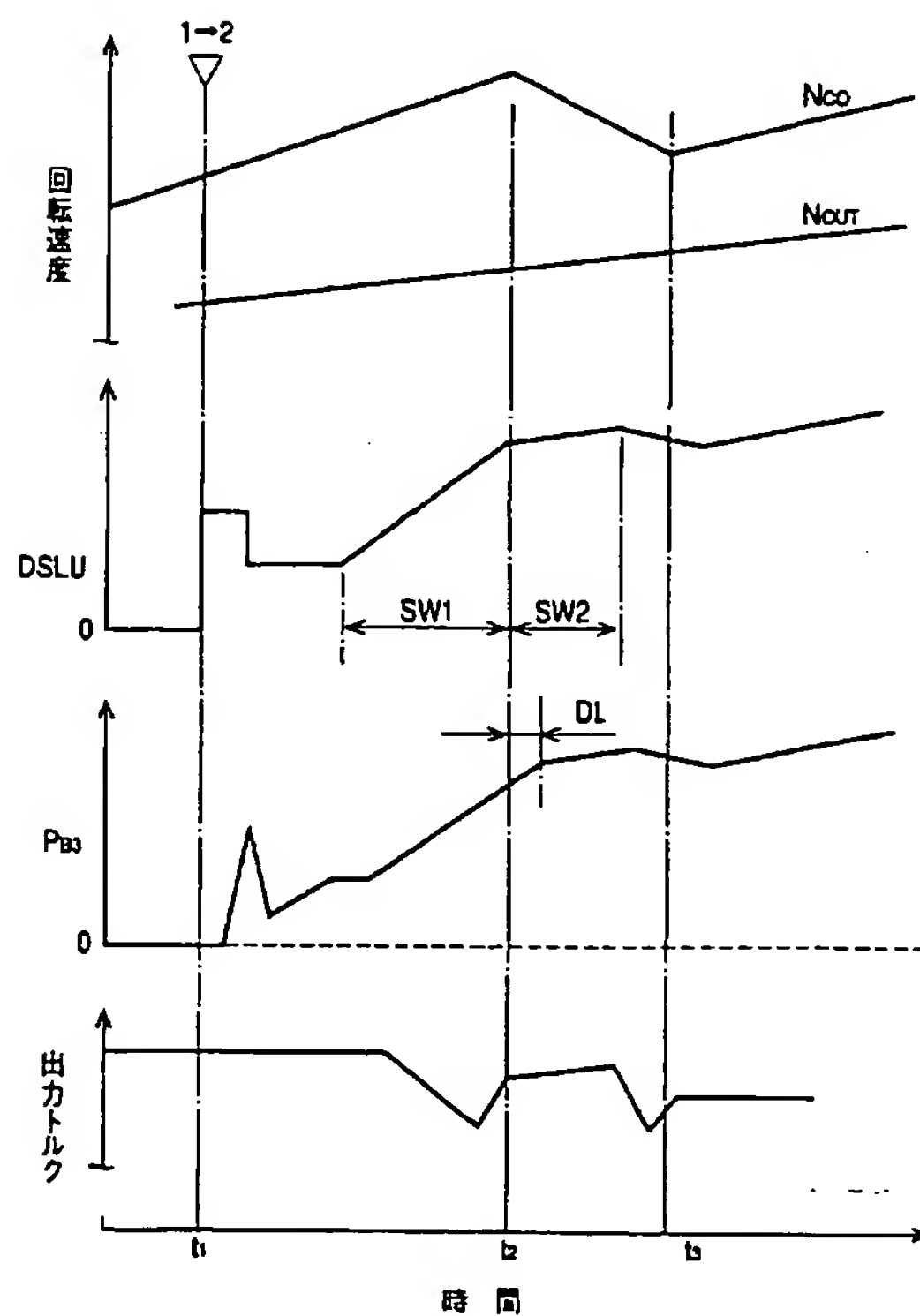
【図19】



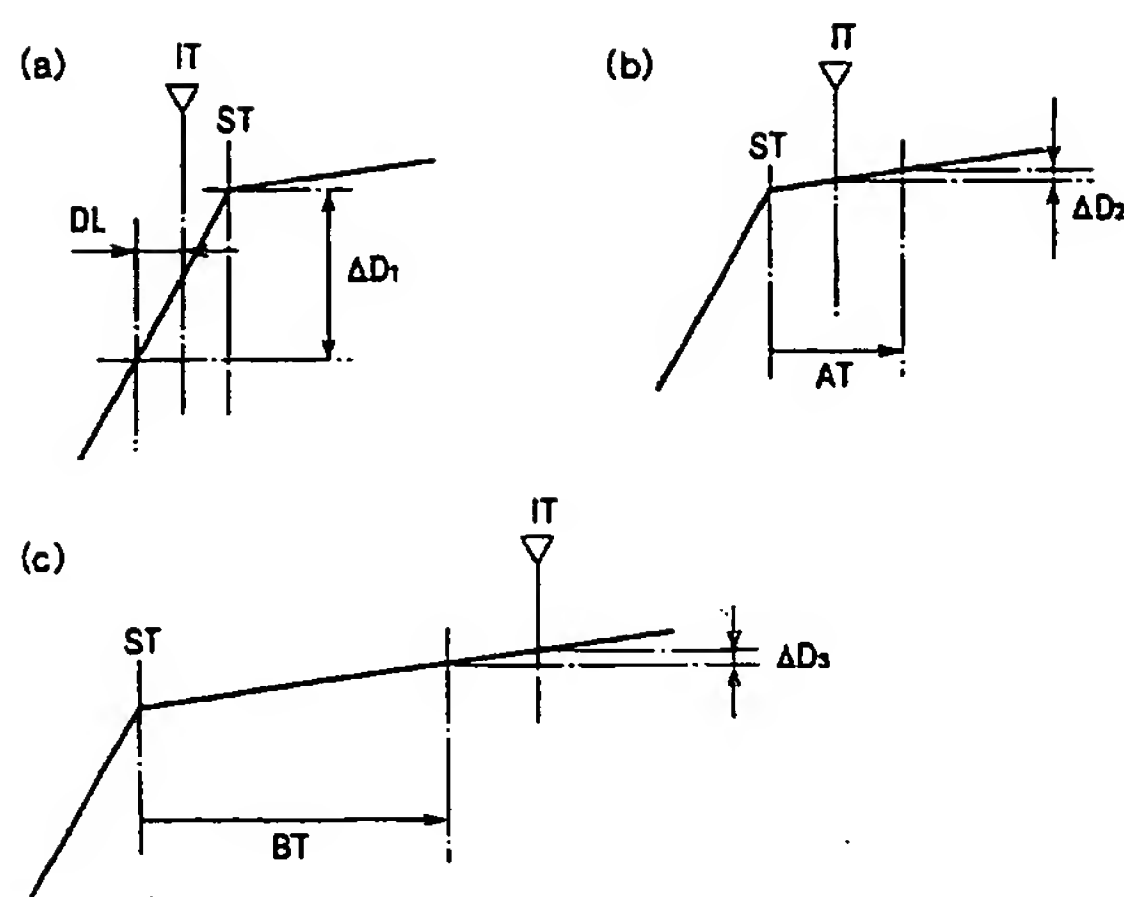
【図17】



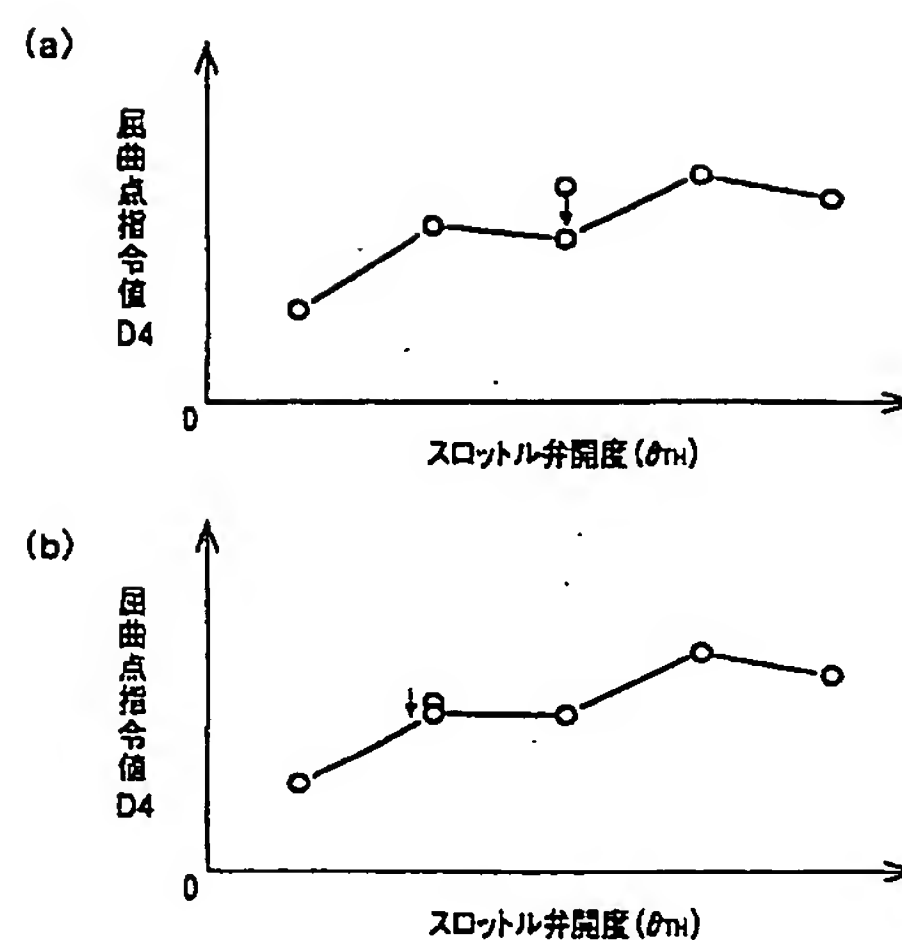
【図20】



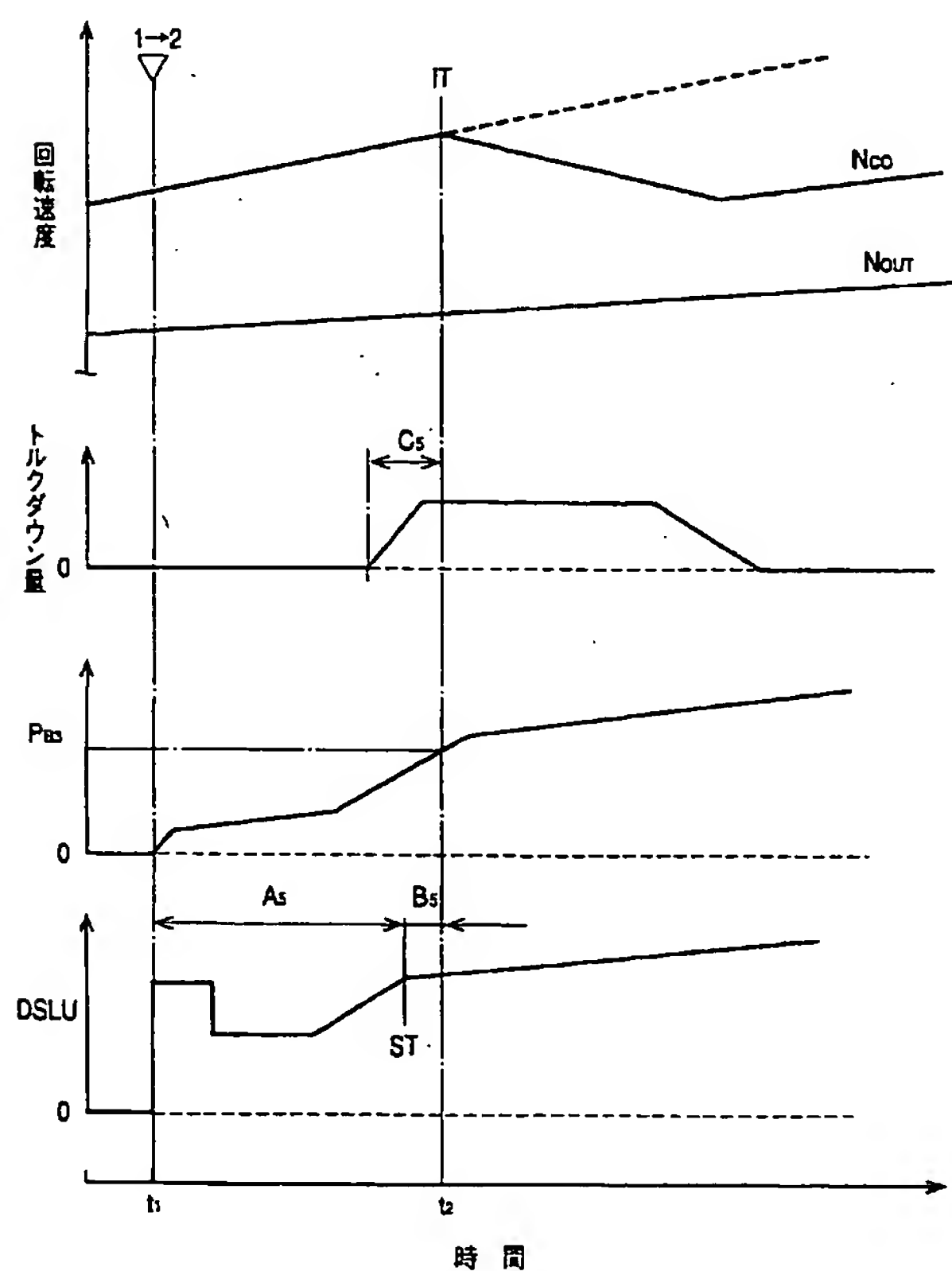
【図22】



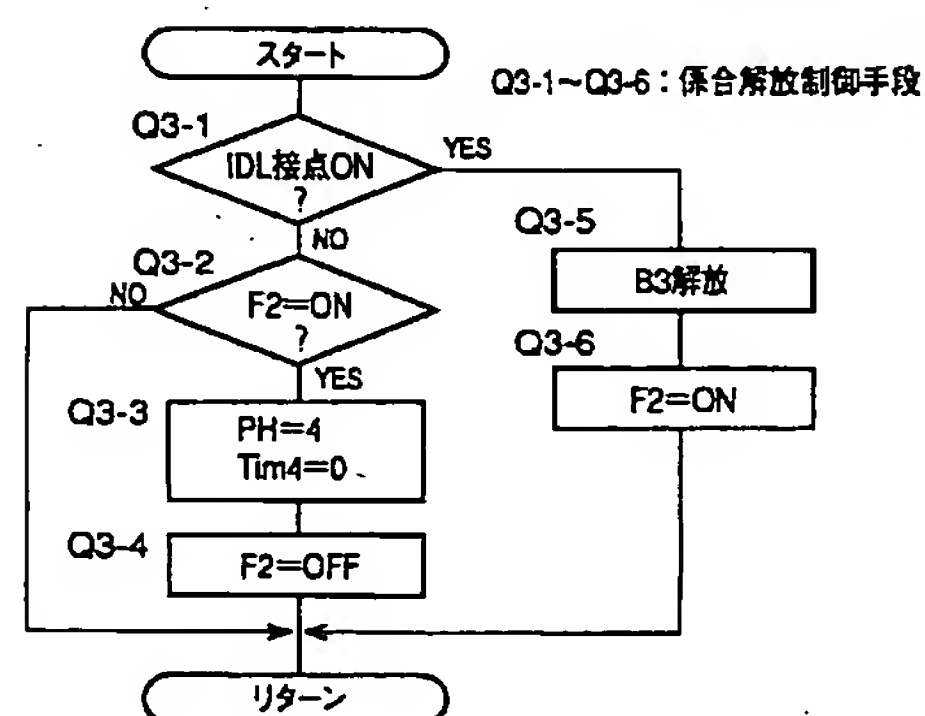
【図24】



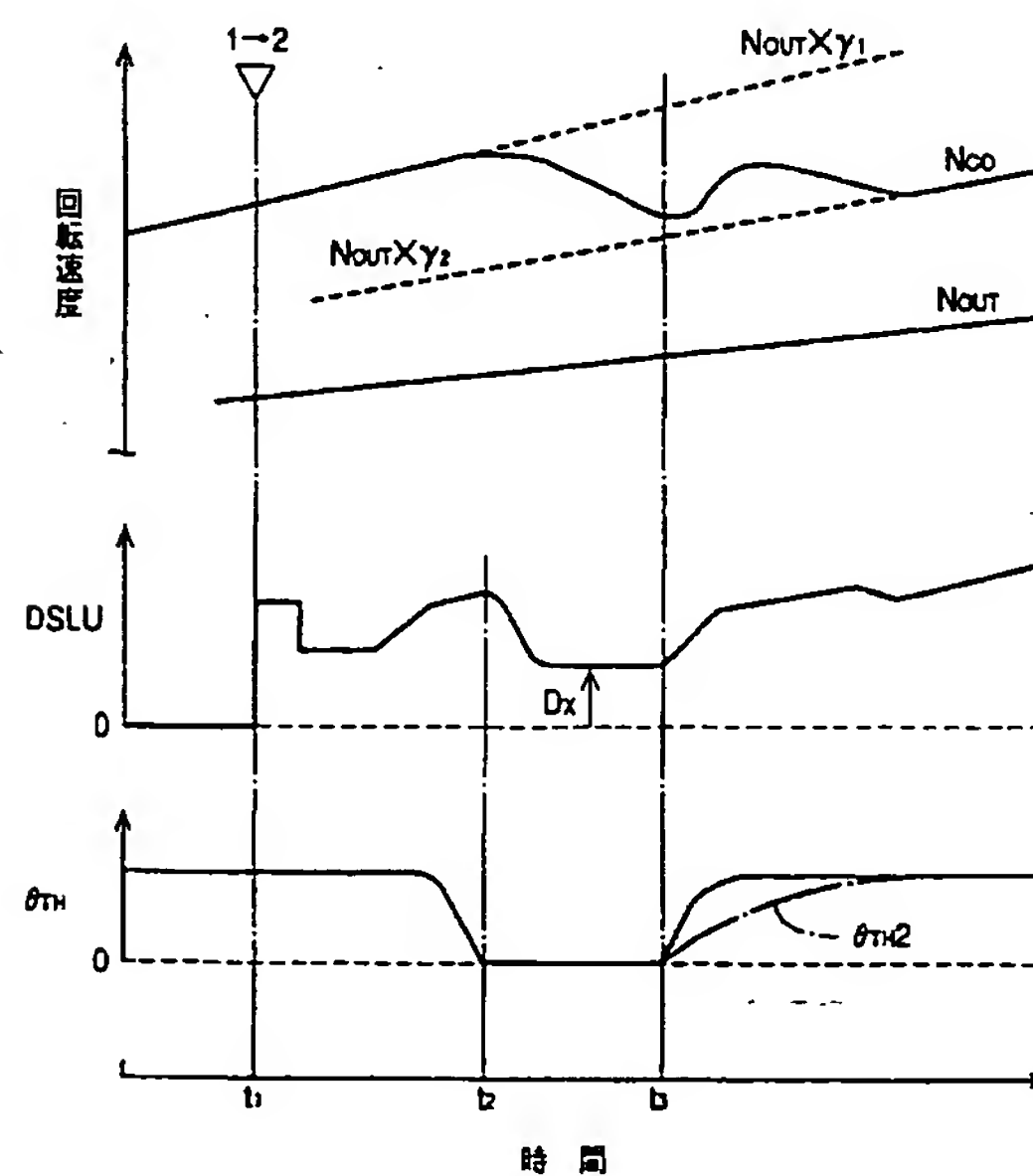
【図25】



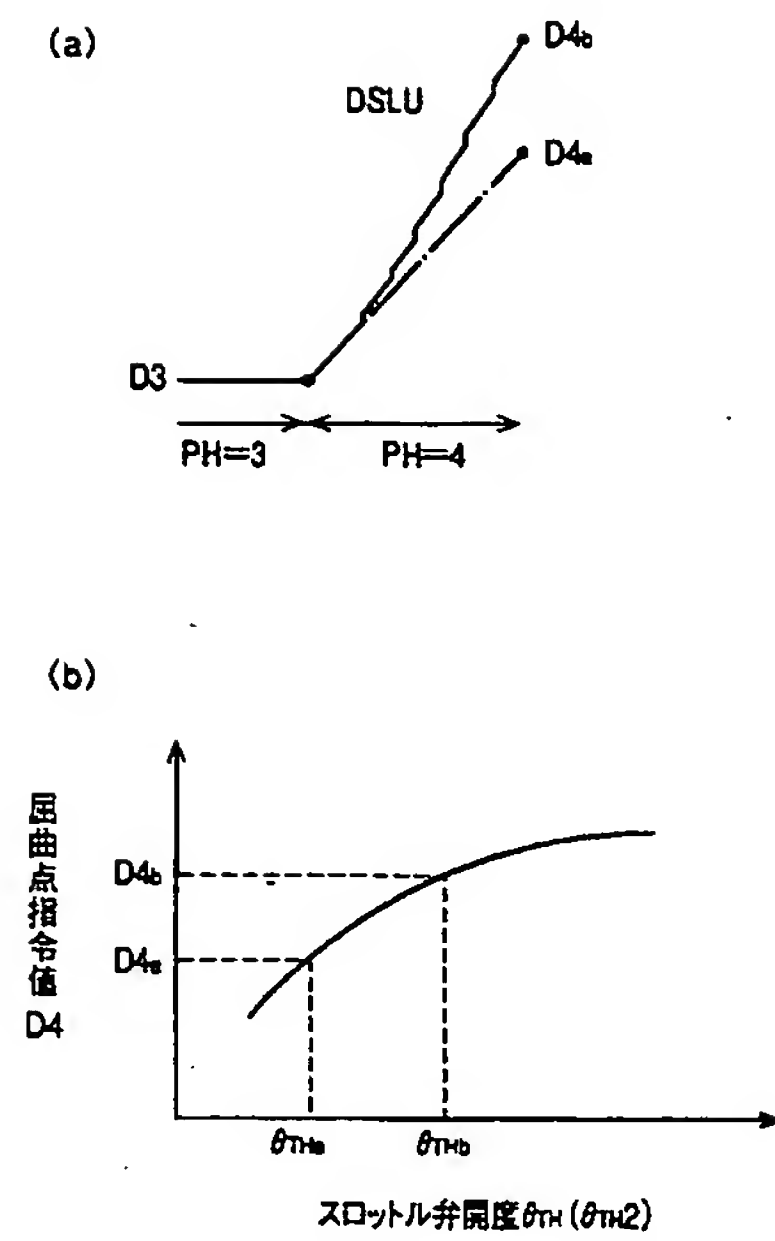
【図26】



【図27】



【図28】





**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**